



Universidad
Zaragoza

Proyecto Fin de Carrera

**Análisis de la funcionalidad de cajas de cambios de doble
embrague (DCT).**

**Diseño de DCT con modificación del método de cálculo
aproximado.**

Libro 1/2
Memoria

Autor

Ignacio Valero Rodríguez

Ponente

Jesús Fuentelsaz Gallego

Escuela de ingeniería y arquitectura, Universidad de Zaragoza
Septiembre 2012

Agradecimientos

Quiero agradecer primeramente el trato recibido en la empresa B&W Engineering-und Datensysteme. Por su director Gerhard Wiegelmann y mi tutor Christoph Lampl, así como por todos los trabajadores de la sede de Stuttgart, que han hecho de mi integración una tarea sencilla con su amabilidad y han contribuido en mi aprendizaje durante la realización del proyecto. De igual manera agradezco a Jesús Fuentelsaz el seguimiento desde España y la rápida comunicación a pesar de la distancia y la disparidad de agendas.

Agradezco también el apoyo que he recibido, no sólo durante la realización del proyecto, sino también durante toda la carrera, de mis padres y mi hermano, de mi novia, y de mis Compañeros de clase, biblioteca, cafeterías y risas.

Gracias también a los Amigos que, pese a la distancia y/o a la creciente esporadicidad de nuestros encuentros, me desean lo mejor. Sabed que ese sentimiento es recíproco.

Resumen

Análisis de la funcionalidad de cajas de cambios de doble embrague (DCT). Diseño de DCT para vehículo eléctrico con modificación del método de cálculo aproximado.

- **Introducción y descripción de los principales sistemas que conforman las DCT.**

Definición de caja de cambios de doble embrague (DCT). Breve historia de las DCT seguido por un análisis de las principales tecnologías que dominan el mercado actual.

- **Desarrollo de una plantilla que permite agilizar el proceso de cálculo de engranajes.**

Creación de una plantilla Excel que permite agilizar el cálculo mediante la estructuración de todo el proceso, permitiendo la rápida comprobación de la viabilidad de modificaciones geométricas en pares de ruedas y ejes basándose en el cálculo aproximado de engranajes.

- **Adaptación del método aproximado de cálculo de engranajes DIN 3990 T1 C.**

Comparación del método de cálculo de engranajes con medidas reales tomadas durante el desmontaje en el taller de una caja de cambios DSG. Análisis experimental y extracción de conclusiones que permiten elaborar un primer diseño más exacto.

- **Introducción a la aplicación de las cajas de cambios en los vehículos eléctricos.**

Análisis de las posibilidades y futuro de la instalación de cajas de cambios en vehículos eléctricos. Pequeño ejemplo que busca demostrar de manera aproximada la mejora que éstas producen en el rendimiento del motor.

- **Cálculo de engranajes de una caja de cambios de dos marchas para vehículo eléctrico.**

Aplicación de la plantilla desarrollada en el diseño de la disposición de una caja de cambios de doble embrague de dos marchas para un vehículo eléctrico.

- **Modelado 3D de los elementos del engranaje de la caja de cambios con el programa Catia V5.**

Modelado parametrizado de ruedas dentadas y modelado de ejes.

Índice

1. Introducción	6
1.1. Contexto y motivación del proyecto	6
1.2. Objetivos y desarrollo del proyecto	6
2. Cajas de cambios de doble embrague. Introducción.....	8
2.1. Cajas de cambios de doble embrague. Definición.	8
2.2. Historia de las cajas de cambios de doble embrague.....	10
2.3. Análisis de las cajas de cambios de doble embrague en el mercado.	12
3. Diseño del engranaje de una caja de cambios	17
3.1. Base	17
3.2. Implementación del cálculo de ruedas dentadas	18
3.3. Implementación del cálculo de ejes.	23
4. Valoración y adaptación del método de cálculo de ruedas dentadas.....	28
4.1. Base y objetivo	28
4.2. Modelo geométrico de las ruedas dentadas	28
4.3. Cálculo y resultados.....	29
4.4. Conclusión	34
5. Aplicación de las cajas de cambios a los vehículos eléctricos. Ejemplo.	36
5.1. Posibilidades y futuro	36
5.2. Ejemplo de trabajo	37
5.3. Conclusión	44
6. Diseño del sistema mecánico de una DCT de dos marchas.....	45
6.1. Diseño de la e-DCT	45
6.2. Ruedas dentadas	47
6.3. Ejes.....	50
6.4. Visión de conjunto.....	60
7. Conclusiones	61
7.1. Conclusiones del proyecto	61
7.2. Aporte del proyecto al autor	61

Anexos	64
I. Definición de los principales sistemas de las DCT.....	65
I.1. Engranajes	65
I.1.1. Ruedas dentadas	65
I.1.2. Ejes	66
I.2. Sistema de cambio.....	68
I.2.1. Sistema exterior.....	68
I.2.2. Sistema interno	69
I.3. Actuadores.....	74
I.3.1. Electromecánico	74
I.3.2. Electrohidráulico.....	75
I.4. Doble embrague	76
I.4.1. Doble embrague en seco	76
I.4.2. Doble embrague en aceite.....	76
I.5. Sistema de aceite.....	78
I.6. Carcasa	81
II. Proceso de cálculo de engranajes	84
II.1. Ruedas dentadas.....	84
II.2. Ejes.....	89
III. Estudio de mercado.....	93
III.1. Futuro del vehículo eléctrico	93
III.2. DCT en el mercado	94
III.3. Vehículos con DCT	96
IV. Modelado de la rueda dentada	102
V. Geometría de la rueda dentada.....	109
8. Índice de figuras	117
9. Bibliografía.....	120

1. Introducción

1.1. Contexto y motivación del proyecto

Este proyecto se ha realizado en la empresa *B&W Engineering- und Datensysteme*, una pequeña empresa de servicios de ingeniería con sede en Stuttgart (Alemania). El departamento de automovilística de la empresa trabaja principalmente en la ayuda al desarrollo de cajas de cambios con la firma *Getrag*, responsable del desarrollo de cajas de cambios de vehículos de marcas como el BMW, Mini, Ferrari...

El proyecto nace como una manera de realizar una incursión en esta empresa, ampliar al máximo los conocimientos sobre las cajas de cambios de doble embrague y afianzar y ampliar las técnicas de modelado con el programa CAD Catia V5. Todo esto debido a la nueva relación de *B&W* con la empresa *Porsche* en el marco del desarrollo de las cajas de cambios PDK, en el que la marca de Baden-Württemberg colabora con la empresa de engranajes *ZF*.

1.2. Objetivos y desarrollo del proyecto

El objetivo inicial del proyecto es desarrollar una herramienta que nos permita ser capaces de aproximar de manera rápida las dimensiones de una caja de cambios conociendo las relaciones aproximadas de transmisión y el par motor que deber ser capaz de transmitir. Como complemento o ejemplo de uso de esta herramienta se propone enmarcar este proceso de primer diseño en el desarrollo de una caja de cambios de dos marchas para instalar en un vehículo eléctrico. Se considera interesante introducir la viabilidad de aplicación de esta tecnología en el marco de los vehículos eléctricos, un tema de actualidad y especial relevancia en la industria automovilística.

Inicialmente es necesaria una iniciación en el tema de las cajas de cambios de doble embrague. Haciendo uso de la bibliografía consultada se elabora para ello un informe de los principales sistemas que conforman una caja de cambios, resaltando aquellos particularmente especiales en las cajas de cambios de doble embrague (*Anexo I. Definición de los principales sistemas de las DCT*).

Como complemento al conocimiento teórico de éstas, se lleva a cabo una comparación de las principales cajas de cambios del mercado atendiendo a los criterios de diferenciación de las mismas. De igual manera se realiza un pequeño estudio de mercado en el que se analiza dentro de las principales marcas de vehículos, cuáles tienen opción de integrar esta nueva tecnología. En este estudio de mercado (*Anexo III. Estudio de mercado*) se quiere aportar la primera introducción al tema del vehículo eléctrico, destacando en este caso las previsiones de implantación del mismo, y descartando la idea de una posible desaparición de las cajas de cambios en un futuro próximo.

Estos documentos de información se han colocado en el Anexo debido a su extensión. Como resumen introductorio de qué es una DCT, su historia y cuáles son las principales DCT en el mercado se ha escrito el apartado 2. *Cajas de cambios de doble embrague. Introducción*.

En el apartado 3. *Diseño del engranaje de una caja de cambios* se explica cómo se ha desarrollado una plantilla Excel que permite un cálculo ágil de los parámetros necesarios para el diseño tanto de ruedas como de ejes. El proceso de cálculo en el que se basa la plantilla está extraído de la norma DIN 3990 y por su relevancia se describe en el anexo II. *Proceso de cálculo de engranajes*. Por su complejidad se detallan los parámetros geométricos de diseño de ruedas dentadas en el anexo V. *Geometría de una rueda dentada*.

El siguiente apartado (4. *Valoración y adaptación del método de cálculo de ruedas dentadas*) nace tras la constatación de que el método de cálculo implementado en el apartado anterior no es tan exacto como los objetivos requieren. Se propone entonces una comparación de la teoría y

la práctica, sólo posible gracias a la adquisición por parte de la empresa *B&W* de una caja de cambios DSG averiada. En principio se había concebido su despiece como mera actividad didáctica paralela a la realización del proyecto, pero debido a este incidente ha cobrado protagonismo. Analizamos la comparación entre el cálculo teórico y la realidad, y obtenemos unas conclusiones que extrapolaremos al cálculo de la caja de cambios para un vehículo eléctrico.

Con la base teórica y visión global de las DCT adquiridas se pasa a explicar la posibilidad de uso de cajas de cambios en un vehículo eléctrico, concluyendo con un ejemplo que usaremos para nuestro diseño (*5. Aplicación de las cajas de cambios a vehículos eléctricos. Ejemplo*).

Por último, en el apartado *6. Diseño del sistema mecánico de una DCT de dos marchas* se aplica la implementación del método de cálculo realizada en el apartado *3. Diseño del engranaje de una caja de cambios* con las correcciones deducidas del experimento realizado en *4. Valoración y adaptación del método de cálculo de ruedas dentadas* para el cálculo del engranaje de una caja de cambios de dos marchas, empleando los datos de entrada obtenidos en *5.2. Ejemplo de trabajo*.

Se han modelado tanto las ruedas dentadas como los ejes diseñados en el programa de CAD *Catia V5*. Los ejes han sido modelados de manera individual mientras que para las ruedas dentadas se ha el proceso. El proceso de construcción de la rueda dentada se detalla en el anexo *IV. Modelado de la rueda dentada*.

2. Cajas de cambios de doble embrague. Introducción

2.1. Cajas de cambios de doble embrague. Definición.

Una caja de cambios de doble embrague, o *dual clutch transmission* (DCT), es una caja de cambios automatizada, que permite el cambio de marcha sin interrupción de transmisión de tracción.

Esto es posible gracias a que está compuesta por dos subconjuntos independientes entre sí. En la figura 2.1 se puede observar un sencillo esquema de su funcionamiento. Uno de los subconjuntos engrana las marchas impares, mientras que el otro se encarga de las pares. Cada subconjunto transmite par a través de un embrague diferente. Así es posible que, mientras el vehículo rueda con una marcha engranada, la siguiente se prepare en el subconjunto que no está transmitiendo par en ese momento. Esto se traduce en un tiempo de cambio sin sincronización (pues ya se ha realizado) y en la posibilidad de que el desacoplamiento del embrague de la marcha inicial y el acoplamiento del embrague de la marcha final se solapen, contribuyendo a no interrumpir la transmisión de par.

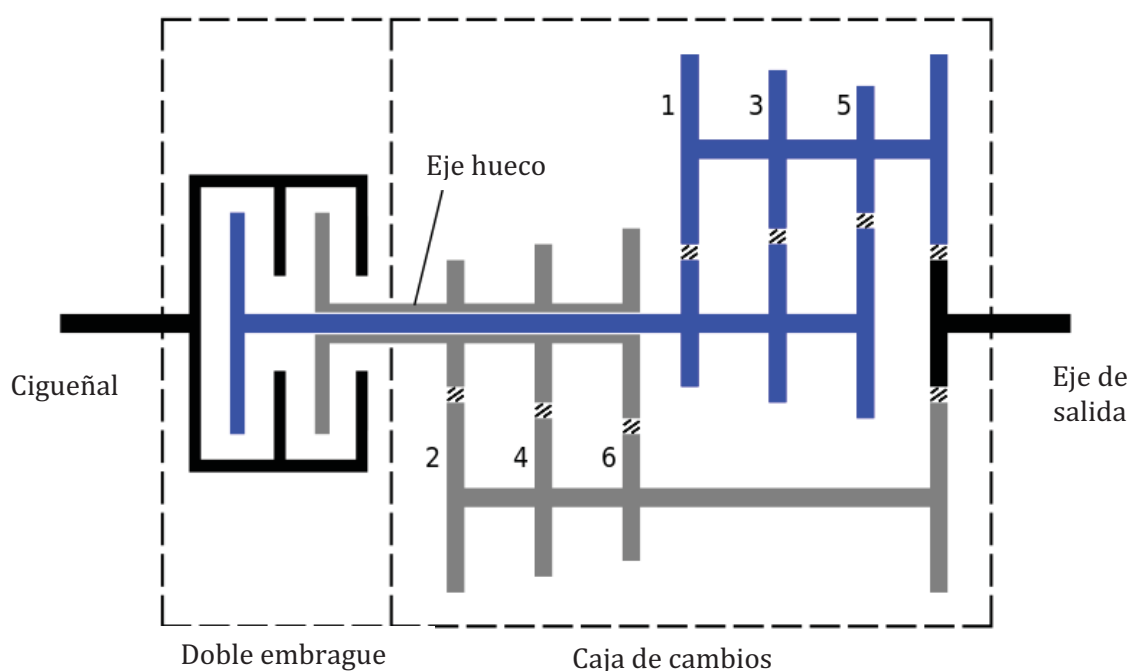


Fig. 2.1. Simple esquema de funcionamiento de una DCT [1]

Se trata de una caja de cambios totalmente automatizada que controla parámetros de la conducción que le permiten predecir qué marcha engranar. El sistema de control es más complejo que el de las cajas automáticas pero aporta comodidad al pasajero y es capaz de alcanzar una precisión de cambio que permite reducir el consumo del vehículo.

Este ahorro de combustible sumado a la sensación de conducción sin interrupción de tracción son las dos razones principales por las que este sistema ha ganado popularidad desde que se presentara en vehículos de calle en el 2003.

Desde el punto de vista técnico es un gran avance en el desarrollo de las cajas de cambios. Dos subconjuntos mecánicos independientes controlados de manera automática con gran



precisión, logrando tiempos de cambios inferiores a una décima de segundo. “Por debajo del límite de la percepción humana”, como anuncia la empresa ZF [2].

2.2. Historia de las cajas de cambios de doble embrague.

Hoy en día la gran mayoría de los vehículos necesitan una caja de cambios, un elemento para transformar el par y la velocidad angular del motor y adecuarlos a la velocidad y necesidades de la marcha. Era un elemento esencial en todos los turismos hasta la entrada en el mercado del vehículo eléctrico. Los motores eléctricos pueden ofrecer un par suficiente en un amplio espectro de regímenes de giro de tal forma que no requieren necesariamente una caja de cambios. Sin embargo, la sustitución del vehículo con motor de combustión por esta nueva, limpia y eficiente generación de vehículos queda, según las previsiones (*ver anexo II.1. Futuro del vehículo eléctrico*), aún lejos en el tiempo, lo que da sentido a la continuidad del desarrollo de cajas de cambios, que se centran actualmente en mejorar la eficiencia y la comodidad del conductor.

Se puede asumir que en el año 1925 se conocían todos los elementos y fundamentos de construcción de las cajas de cambios. Desde esa fecha hasta nuestros días los ingenieros han tenido el objetivo de alargar su vida útil y elevar su potencia y rendimiento a la vez que se ha buscado la reducción de peso y de ruido y, por supuesto, una mejora de su manejabilidad, que se traduce en comodidad para el usuario. Se pueden diferenciar claramente cuatro líneas de desarrollo [3]:

- Cajas de cambios mecánicas de n marchas
- Cajas de cambios automáticas
- CVT (Transmisión variable) mecánicos o hidráulicos
- Transmisión híbrida

En este proyecto se trata la tecnología de las cajas de cambios de doble embrague, las cuales se enmarcarían dentro de las cajas automáticas. La caja de cambios de doble embrague es un concepto relativamente nuevo en el mercado, pero su diseño se remonta a los tiempos de la Segunda Guerra Mundial. En el año 1939 Adolphe Kégresse patentó el primer tipo de transmisión de doble embrague. Un año más tarde el profesor Rudolf Franke desarrollaba un diseño similar. Es esa época la idea era instalar estos mecanismos en los vehículos pesados, con el fin de beneficiarse de la transmisión continua que ofrecen, pero no se logró alcanzar una producción en serie.

En los años ochenta las marcas alemanas *Audi* y *Porsche* tomaron el principio de estas cajas de cambios para aplicarlos a la competición con el fin de lograr mayor potencia y aceleración. En 1985 *Audi* desarrolló con esta tecnología una caja de cambios de *Rally* y el nuevo concepto de caja de cambios de doble embrague de *Porsche* (desarrollado por *ZF*) devolvería a los alemanes victorias en la categoría de prototipos, en la que *Jaguar* se había asentado como dominadora. Este concepto se llamaría PDK (*Porsche Doppelkupplungsgetriebe*). A pesar del éxito, en 1987 *Porsche* abandonó su desarrollo, puesto que su instalación en el coche de calle se imposibilitaba por la necesidad de un mejor sistema de control y de seguridad.



Fig. 2.2. Audi S1 Sport Quattro. Primer Audi equipado con una DCT (1985) [4]

Hubo que esperar al año 2003 cuando, de la mano de *Volkswagen*, aparece la primera caja de cambios de doble embrague producida en serie bajo el nombre de DSG (Direkt-Schalt-Getriebe). El primero en incorporarla es el modelo *Golf R 32*. Audi lanzó de manera paralela el *TT 3.2 Quattro* equipado con su S-Tronic. Hoy en día muchos fabricantes se han hecho eco de esta denominada *nueva* tecnología y están evolucionando el concepto en la dirección de la comodidad y eficiencia. Como Bernd Eckel (alto cargo de la empresa Getrag) remarca: “Antes era el motor el que se encontraba en el centro del desarrollo. Ahora también las cajas de cambios marcan diferencia en medida de eficiencia y consumo” [5].

2.3. Análisis de las cajas de cambios de doble embrague en el mercado.

La caja de cambios adecua el par y la velocidad de giro entre el motor y las ruedas tractoras de un vehículo. Por ello, en relación al posicionamiento de la misma, son muy importantes la posición que ocupa el motor (Motor delantero, central o trasero) y dónde se sitúan las ruedas tractoras (Vehículo de tracción delantera, trasera o total).

En base a los sistemas de funcionamiento más determinantes (*ver anexo I. Definición de los principales sistemas de las DCT*) vamos a analizar las cajas de cambios de doble embrague que se encuentran hoy en día en el mercado.

DSG de Volkswagen (VW)

Se trata de una caja de cambios desarrollada para colocarse transversalmente junto al motor delantero.

Está controlada por un módulo que la marca denomina *modulo mecatrónico*, en el que una unidad electrónica controla los actuadores hidráulicos encargados de activar el cambio. Todo se encuentra reunido de manera compacta en una subcarcasa de plástico atornillada a la carcasa.

La DSG de 6 velocidades apareció como la primera caja de cambios de doble embrague fabricada en serie en el año 2003. Es capaz de transmitir un par de hasta 350 Nm gracias a sus embragues multidisco que giran en baño de aceite.

En 2007 salió al mercado una nueva DSG de 7 velocidades, creada para motores de menos potencia [6]. Con esta DSG Volkswagen mejoró los valores de peso, consumo y eficiencia de su primera DSG. En el año 2009 se lanzó una DSG de 7 velocidades en aceite evolucionada adecuada para motores con solicitudes de hasta 600 Nm.

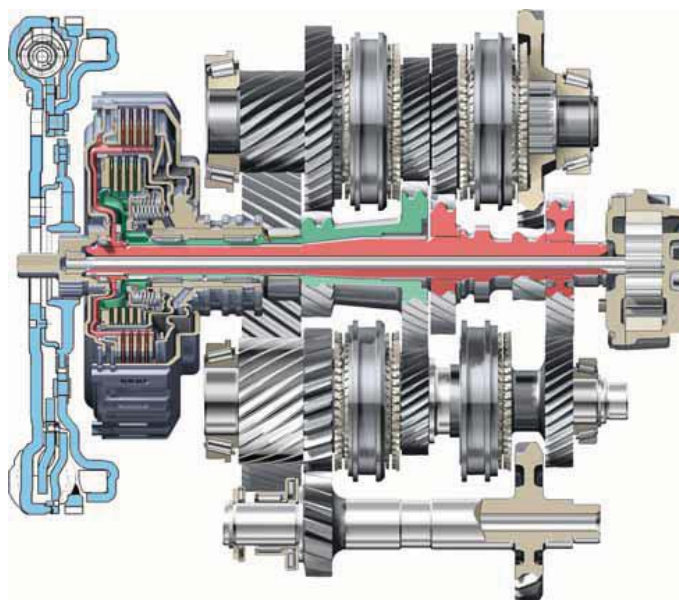


Fig. 2.3. DSG de Volkswagen (VW)[7]

S-Tronic de Audi

A mitad del año 2005 aparece la caja de cambios de doble embrague de 7 relaciones S-Tronic de Audi [8]. Diseñada para montarse longitudinalmente en el vehículo e ideal para sus modelos con la patentada tracción *Quattro*. Con un control similar al de la DSG (modulo electrónico y actuadores hidráulicos) y un embrague que gira también en aceite, transmite hasta 500 Nm.

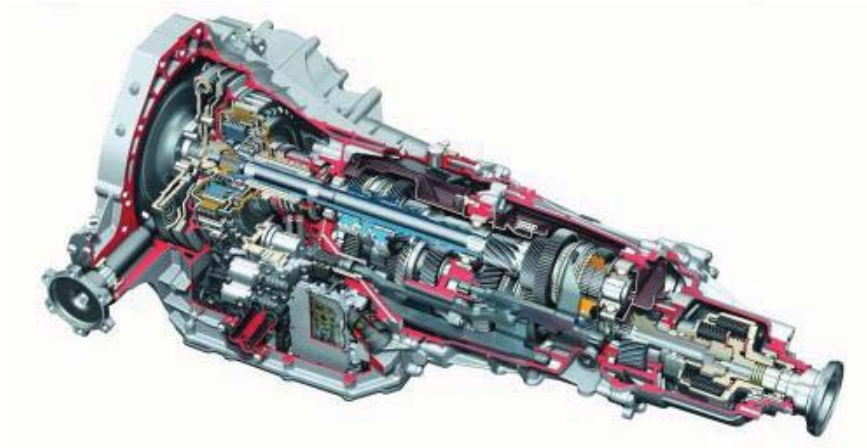


Fig. 2.4. S-Tronic: DCT de Audi [9]

Esta caja de cambios está dividida en dos cámaras en las que trabajan dos aceites diferentes. En la primera, los embragues multidisco y el módulo mecatrónico están refrigerados por un ATF (*automatic transmission fluid*), mientras que los engranajes y los diferenciales se bañan en el denominado *hypoid gear oil*, aceite para engranajes.

PDK (Porsche Doppelkupplungsgetriebe)

Desarrollada conjuntamente con la empresa ZF esta caja de cambios de 7 marchas está disponible en todos los modelos de la marca de Stuttgart con excepción del Cayenne.

Porsche ha desarrollado dos plataformas diferentes con el objetivo de que se puedan equipar con esta caja coches de su catálogo con diferentes morfologías [10].



Fig. 2.5. Porsche PDK 7D-75 [11]

La 7DT-45 o 7DT-45 A (la letra "A" define las que se adaptan para los modelos de tracción total) para el Boxter, el Cayman y el mítico 911. La 7DT-70 es una variación exclusiva del 911

Carrera Turbo. Esta caja tiene una extensión (relación entre la relación de transmisión de la marcha más larga y más corta) de 6,4 y funciona, al igual que la S-Tronic de Audi, con dos cámaras separadas para optimizar la lubricación de los componentes.

La 7DT-75/ 7DT-75 A está desarrollada para un vehículo con motor delantero y tracción trasera o total: el modelo Panamera [12]. Esta caja no está compartimentada, funciona con cárter seco y tiene una extensión de 10, superando el valor de 8 de Audi, que era el mayor hasta la fecha.

M-Doppelkupplungsgetriebe de BMW

BMW ha desarrollado una caja de cambios de doble embrague de carácter deportivo. También de la mano de una gran empresa de transmisiones, en este caso Getrag. Solo disponible por el momento en el M3 y de serie en el M5 está dotada de un doble embrague multidisco que gira en aceite que le permite ofrecer hasta 500 Nm [13].

Diseñada para ser montada longitudinalmente, transmitiendo del motor delantero a la tradicional tracción trasera de BMW, se encuentra estructurada en dos ejes de tal forma que la potencia entra y sale en la misma línea axial, existiendo la posibilidad de acoplar estos dos ejes para conseguir una marcha directa, que según el modelo de caja es la quinta o la séptima.

La carcasa divide el volumen en dos cámaras diferentes para optimizar la lubricación. El control es electrohidráulico.

7G-DCT de Mercedes Benz

Caja de cambios de doble embrague transversal completamente desarrollada por Mercedes Benz y montada en la nueva serie B, lo que nos sugiere que la marca alemana ha buscado una caja con carácter más eficiente que deportivo.



Fig. 2.6. 7G-DCT [14]

Tiene una estructura de tres ejes ideal para situarse a un lado del motor en un vehículo de tracción delantera. Los ingenieros de Mercedes han logrado, además, ahorrar espacio gracias al desarrollo de dos interesantes ideas.

Por un lado, la 4ª y 6ª velocidad, así como la 5ª y la 7ª se engranan sólo bajo la acción de tres ruedas dentadas gracias a un uso doble de las ruedas de eje de entrada. Algo que sólo se puede conseguir teniendo un eje de entrada y dos de salida. Esta característica la han aprovechado por otro lado en implementar una marcha atrás que se engrana sin la necesidad de intervención de un eje adicional, sino mediante la inteligente combinación de las ruedas 2, R, 3 y 1 [14].

Todo esto contribuye a un package compacto que puede transmitir hasta 350Nm a través de su embrague multidisco bañado en aceite.

Otra novedad que introduce Mercedes se encuentra en el suministro de aceite, que se produce con una bomba mecánica y otra eléctrica. Así, cuando el motor se encuentra parado por la función Start-Stop la bomba eléctrica puede actuar y preparar el motor para el arranque. Además es capaz de ayudar a la bomba mecánica en picos de demanda.

EDC (Efficient Dual Clutch) de Renault

Renault le ha dado este nombre a la caja de cambios desarrollada por Getrag, la 6DCT250 [15]. Se coloca al lado de un motor frontal y la estructura es similar a la anterior: tres ejes donde uno es de entrada y dos de salida. El embrague es seco, lo que no permite transmitir más de 240 Nm, pero la hace menos pesada y más eficiente.



Fig. 2.7. Efficient dual clutch (EDC) de Renault [16]

Esta caja de cambios aparece en el mercado como novedad mundial debido a que el cambio lo realiza a través de actuadores eléctricos, los cuales consumen una energía comparable a un piloto trasero, contribuyendo de esta manera a la reducción de consumo y emisiones [17].

TCT (Twin Clutch Technology) de Fiat

High torque density dual dry clutch transmission (HTD-DDCT) (TCT para Fiat) [18] es el resultado del trabajo de Fiat Powertrains (FPT) para llevar a producción una caja de cambios de doble embrague. La idea es una pequeña caja de cambios situada transversalmente a un lado del motor que reduce de manera considerable las emisiones. Por ello está equipada con un doble embrague que rueda en seco, y pese a ello es capaz de ofrecer 350 Nm, el mayor par transmitido por una caja de cambios de doble embrague en seco en el mercado.

Powershift DCT

Las cajas de cambios de la serie Powershift de Getrag [19] han sido acogidas por varias marcas en el mercado. Ford y Volvo incorporan en sus modelos la 6DCT450 Powershift DCT mientras que Citroën y Peugeot (ambos en sus modelos SUV) instalan la 6DCT470. Ambas son cajas de cambios de doble embrague en baño de aceite con control hidráulico del cambio de seis velocidades capaces de transmitir 450 y 470 Nm respectivamente.

También hay una 6DCT250 con un par máximo transmisible de 250 Nm y control electromecánico del cambio y del embrague en seco. Es similar a la EDC de Renault y también está instalada en otros vehículos como el Ford Fiesta.



Fig. 2.8. Powershift DCT de Getrag [20]

3. Diseño del engranaje de una caja de cambios

3.1. Base

El objetivo de este apartado es dimensionar de manera aproximada una caja de cambios a partir de un par a transmitir y unas relaciones de transmisión determinadas.

Si no se especifican más requisitos se abre un abanico muy amplio de posibles soluciones dado que no se ha determinado una distribución para las ruedas dentadas del engranaje. Factores como el emplazamiento de la caja en el vehículo pueden ayudar a definir esta distribución. Como punto de partida se propone calcular una distancia axial aproximada de la manera que se resume a continuación.

La fuerza que soporta el diente y que definirá su tamaño y geometría está relacionada directamente con la fuerza tangencial de transmisión, que a través del radio del piñón se relaciona con el par transmitido. Si conocemos la relación de transmisión podemos utilizar una adaptación basada en la ecuación de Hertzsch en la circunferencia de rodadura para aproximar la distancia axial [21]:

$$a[\text{mm}] = K_A \sqrt[3]{\frac{T_1[\text{Nmm}] * (u + 1)^4}{u}} \quad (3.1)$$

K_A : constante, $K_A = 0,65$ para turismos según la norma DIN 3990

T_1 : momento motor

u : relación de transmisión de la primera marcha

Esta ecuación nos proporciona una buena aproximación de la medida, como se puede apreciar en la figura 3.1. En ella aparecen comparados valores de distancia axial calculados con la fórmula anterior junto con los valores reales de esa medida de diferentes cajas de cambios.

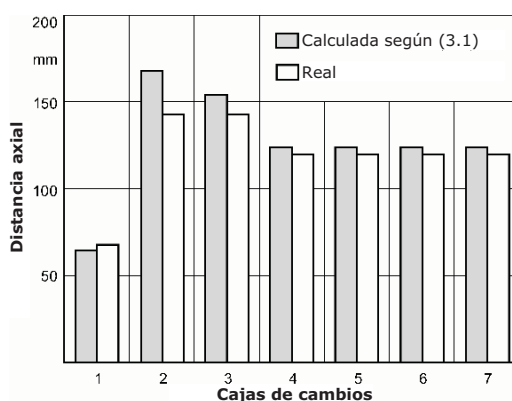


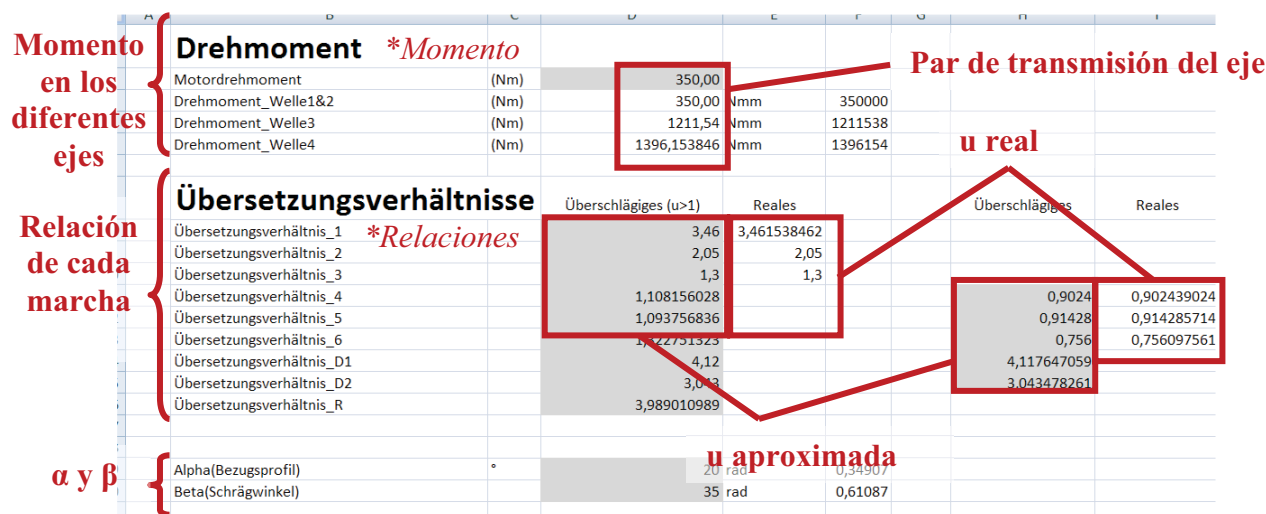
Fig. 3.1. Comparación entre la distancia axial teórica y real de diferentes cajas de cambios [3]

Con este valor podemos dar comienzo al proceso de cálculo. La teoría del proceso de cálculo se describe en el anexo II. *Proceso de cálculo de engranajes*. A continuación se pasa a mostrar la creación de la plantilla Excel que ejecuta dicho proceso.

3.2. Implementación del cálculo de ruedas dentadas

Como se desarrolla en el anexo II. *Proceso de cálculo de engranajes*, los pasos a seguir para la definición de ruedas dentadas son dos: primeramente una definición geométrica de la rueda para luego pasar a calcular su resistencia. Se ha creado un fichero Excel, cuyo objetivo es agilizar el método de diseño, que se llevará a cabo en esos pasos: definición de geometría y cálculo.

Primero se introducen los valores generales de par máximo a transmitir y los valores aproximados de relación de transmisión (u). Los ángulos α y β (ver anexo V. *Geometría de la rueda dentada*) se pueden modificar para cada par de ruedas pero se recomienda escribirlos aquí a modo de referencia. En la imagen 3.2 se pueden ver los campos en los que hay que introducir estos valores (campos sombreados).



Drehmoment *Momento		Übersetzungsverhältnisse		α y β	
Motordrehmoment	(Nm)	350,00		Alpha(Bezugsprofil)	20 rad
Drehmoment_Welle1&2	(Nm)	350,00		Beta(Schrägwinkel)	35 rad
Drehmoment_Welle3	(Nm)	1211,54			
Drehmoment_Welle4	(Nm)	1396,153846			
		Überschlägiges (u>1)	Reales	Überschlägiges	Reales
		Übersetzungsverhältnis_1	3,46	3,461538462	
		Übersetzungsverhältnis_2	2,05	2,05	
		Übersetzungsverhältnis_3	1,3	1,3	
		Übersetzungsverhältnis_4	1,108156028		
		Übersetzungsverhältnis_5	1,093756836		
		Übersetzungsverhältnis_6	1,122751323		
		Übersetzungsverhältnis_D1	4,12		
		Übersetzungsverhältnis_D2	3,043		
		Übersetzungsverhältnis_R	3,989010989		
				0,9024	0,902439024
				0,91428	0,914285714
				0,756	0,756097561
				4,117647059	
				3,043478261	

Fig. 3.2. Datos iniciales: par a transmitir y relación de transmisión

Con estos datos se obtiene la medida aproximada de la distancia axial, que usamos como referencia al inicio. Todo está preparado para comenzar con el diseño.

Geometría

Nos centramos ahora en cada par de ruedas. Los datos modificables son los siguientes (sombreados en la figura 3.3):

- Ángulos α y β
- Número de dientes y módulo
- Factor de desplazamiento del perfil (x)
- Modificación de altura de cabeza

Con estos valores la geometría de la rueda queda definida y se calculan todos los parámetros. El proceso de cálculo de los mismos está explicado en V. *Geometría de la rueda dentada*.

Con ello se puede comprobar que se cumplen las condiciones de buena geometría de la rueda dentada. Aparece un OK en los puntos de control. Estos puntos son esenciales durante el proceso de diseño ya que, además de informar de posibles errores, los acotan, siendo más fáciles de localizar y corregir y contribuyendo de esta forma a la agilidad de la tarea.

En la figura 3.3 se observa la parte del fichero correspondiente al cálculo de la geometría de la rueda.

En la mitad izquierda se calculan los valores de la rueda primaria del contacto, en la mitad derecha los de la rueda secundaria. En la columna de más a la izquierda se indica en el número de marcha que se está calculando.

En fila con los nombres de los parámetros se indican sus unidades y seguidamente los valores que toman. Las celdas sombreadas son aquellas en las que el usuario debe introducir parámetros mientras que en el resto el valor se calcula automáticamente.

De manera adicional se incluyen comentarios (escritos en verde, señalizados como *información* en la imagen) que son de ayuda para la comprensión del parámetro, como la tabla en la que se encuentra su valor o su dependencia respecto a otros.

Rueda secundaria

Rueda primaria

Marcha		Parámetros a calcular en las columnas		Rueda primaria		Rueda secundaria	
1		Zahnrad 11		Zahnrad 12		Zahnrad 13	
GEOMETRIE		GEOMETRIE		GEOMETRIE		GEOMETRIE	
1	Involut	23.95680324 rad	0.418	23.95680324 rad	0.41825	23.95680324 rad	0.41825
2	ω ₁ (Betriebsdrehzahl)	27.7094809 rad	0.041	27.7094809 rad	0.041	27.7094809 rad	0.041
3	ω ₂	20 rad	0.349	20 rad	0.349068	20 rad	0.349068
4	β	35 rad	0.611	35 rad	0.610885	35 rad	0.610885
5	β ₂	32.61460715 rad	0.589	32.61460715 rad	0.589232	32.61460715 rad	0.589232
Teilungen		Teilungen		Teilungen		Teilungen	
6	p _n Normteilung	7.068583471 mm		7.068583471 mm		7.068583471 mm	
7	p _t Stirnteilung	8.623147079 mm		8.623147079 mm		8.623147079 mm	
8	p _b Grundkreisstellung (= p _n)	7.885761938 mm		7.885761938 mm		7.885761938 mm	
9	p _b Grundzylinder-Normteilung (= p _n)	6.842235727 mm		6.842235727 mm		6.842235727 mm	
10	Aktionlänge	8.218047433 mm		8.218047433 mm		8.218047433 mm	
11	T ₁₁₂	38.23273776 mm		38.23273776 mm		38.23273776 mm	
12	L ₁ d ₁ kopl_max	41.5985703 mm		41.5985703 mm		41.5985703 mm	
13	L ₂ d ₂ kopl_max	83.13710635 mm		83.13710635 mm		83.13710635 mm	
14	m _n (Modul ohne Unterschnitt)	1.04213735 mm		1.04213735 mm		1.04213735 mm	
15	z ₁ (Für Y ₁)	1.468844747 mm		1.468844747 mm		1.468844747 mm	
16	z ₂ (Für Y ₂)	1.56008806 mm		1.56008806 mm		1.56008806 mm	
17	z ₃ (Gesamtabdeckung)	2.60622595 mm		2.60622595 mm		2.60622595 mm	
18	z ₄ (Gesamtabdeckung)	35.70786672 mm		35.70786672 mm		35.70786672 mm	
Kreis-Modul-Zähnezähle		Kreis-Modul-Zähnezähle		Kreis-Modul-Zähnezähle		Kreis-Modul-Zähnezähle	
19	d ₁ (Teilkreis)	36.85857077 mm		36.85857077 mm		36.85857077 mm	
20	d ₂ (Teilkreis)	42.64786672 mm		42.64786672 mm		42.64786672 mm	
21	d ₃ (Teilkreis)	32.63150005 mm		32.63150005 mm		32.63150005 mm	
22	d ₄ (Teilkreis)	32.76235672 mm		32.76235672 mm		32.76235672 mm	
23	m _n (Modul ohne Unterschnitt)	2.746742625 mm		2.746742625 mm		2.746742625 mm	
24	Z ₁ (Zahnanzahl)	13		13		13	
25	Z ₂ (Zahnanzahl)	50		50		50	
26	Z ₃ (Zahnanzahl)	25		25		25	
27	Z ₄ (Zahnanzahl)	72		72		72	
28	Praktische Grenz Zahnanzahl	72		72		72	
29	Praktische Mindest Zahnanzahl	3.947619304		3.947619304		3.947619304	
30	Mindest Zahnanzahl (bei m _n)	6.17256583		6.17256583		6.17256583	
Profilverschiebung		Profilverschiebung		Profilverschiebung		Profilverschiebung	
31	Mindest-Profilverschiebungsfaktor	-0.492243756		-0.492243756		-0.492243756	
32	x ₁	0.6		0.6		0.6	
33	x ₂	1.2		1.2		1.2	
34	x ₃	1.35		1.35		1.35	
Kopfhöhenänderung		Kopfhöhenänderung		Kopfhöhenänderung		Kopfhöhenänderung	
35	V ₁ (Profilverschiebung)	-0.058922822		-0.058922822		-0.058922822	
36	V ₂ (Profilverschiebung)	-0.13257		-0.13257		-0.13257	
37	V ₃ (Profilverschiebung)	-0.13257		-0.13257		-0.13257	
38	V ₄ (Profilverschiebung)	-0.13257		-0.13257		-0.13257	
Kopfspiel		Kopfspiel		Kopfspiel		Kopfspiel	
39	k ₁	-0.058922822		-0.058922822		-0.058922822	
40	k ₂	-0.13257		-0.13257		-0.13257	
41	k ₃	-0.13257		-0.13257		-0.13257	
42	k ₄	-0.13257		-0.13257		-0.13257	
Zahnspiel		Zahnspiel		Zahnspiel		Zahnspiel	
43	c	0.558922822		0.558922822		0.558922822	
44	c ₁	0.25		0.25		0.25	
45	c ₂	0.25		0.25		0.25	
46	c ₃	0.25		0.25		0.25	
47	c ₄	0.25		0.25		0.25	
Zahngeometrie		Zahngeometrie		Zahngeometrie		Zahngeometrie	
48	ZB/DV	0.540500323		0.540500323		0.540500323	
49	h (Zahnhöhe)	5.0625		5.0625		5.0625	
50	s (Zahnstrecke)	3.65326285		3.65326285		3.65326285	
51	b (Zahnbreite)	13.3		13.3		13.3	

Fig. 3.3. Cálculo de la geometría en el fichero Excel

Cálculo

Para poder llevar a cabo el cálculo de la rueda dentada, se deben introducir los parámetros correspondientes al material de fabricación de la misma. Estos parámetros están relacionados con la resistencia del material tanto a la carga como al daño superficial, y se encuentran en tablas [21]:

- $\sigma_{F, \text{lim}}$
- $\sigma_{H, \text{lim}}$

El proceso de cálculo sigue la descripción del anexo II. *Proceso de cálculo de engranajes*, y los parámetros influyentes se van calculando en la tabla. Sin embargo, no todos los parámetros son directamente calculables. Algunos poseen dependencias complejas u obtenidas experimentalmente por lo que se deben buscar en tablas [21] e introducir manualmente. Cada vez que se modifica la geometría se deben comprobar los siguientes parámetros (las tablas y factores de influencia se encuentran indicados en verde a su lado, en el apartado de información indicado en las figura 3.4):

- Y_{SA}
- Y_{FA}
- Y_{β}
- Z_H

En la figura 3.4 se puede observar la parte de la tabla correspondiente al cálculo de las ruedas. Se comprueba la resistencia tanto de la rueda primaria (a la izquierda) como de la secundaria (a la derecha) a la flexión del diente (arriba) y al daño superficial (abajo).

Escritos en blanco con fondo azul destacan unos valores que son la relación entre la carga admitida y la carga soportada. Cuando la rueda es “NOK” (no ok, no puede soportar la carga) el factor es superior a la unidad. Este factor, denominado posteriormente *factor de desviación* cobra protagonismo en el siguiente capítulo.

Rueda primaria		Rueda secundaria	
Fuerzas en el diente		KRAFT	
1	1	1	1
2	2	2	2
3	3	3	3
4	4	4	4
5	5	5	5
6	6	6	6
7	7	7	7
8	8	8	8
9	9	9	9
10	10	10	10
11	11	11	11
12	12	12	12
13	13	13	13
14	14	14	14
15	15	15	15
16	16	16	16
17	17	17	17
18	18	18	18
19	19	19	19
20	20	20	20
21	21	21	21
22	22	22	22
23	23	23	23
24	24	24	24
25	25	25	25
26	26	26	26
27	27	27	27
28	28	28	28
29	29	29	29
30	30	30	30
31	31	31	31
32	32	32	32
33	33	33	33
34	34	34	34
35	35	35	35
36	36	36	36
37	37	37	37
38	38	38	38
39	39	39	39
40	40	40	40
41	41	41	41
42	42	42	42
43	43	43	43
44	44	44	44
45	45	45	45
46	46	46	46
47	47	47	47
48	48	48	48
49	49	49	49
50	50	50	50
51	51	51	51
52	52	52	52
53	53	53	53
54	54	54	54
55	55	55	55
56	56	56	56
57	57	57	57
58	58	58	58
59	59	59	59
60	60	60	60
61	61	61	61
62	62	62	62
63	63	63	63
64	64	64	64
65	65	65	65
66	66	66	66
67	67	67	67
68	68	68	68
69	69	69	69
70	70	70	70
71	71	71	71
72	72	72	72
73	73	73	73
74	74	74	74
75	75	75	75
76	76	76	76
77	77	77	77
78	78	78	78
79	79	79	79
80	80	80	80
81	81	81	81
82	82	82	82
83	83	83	83
84	84	84	84
85	85	85	85
86	86	86	86
87	87	87	87
88	88	88	88
89	89	89	89
90	90	90	90
91	91	91	91
92	92	92	92
93	93	93	93
94	94	94	94
95	95	95	95
96	96	96	96
97	97	97	97
98	98	98	98
99	99	99	99
100	100	100	100

Fig. 3.4. Cálculo de carga sobre las ruedas dentadas en el fichero Excel

3.3. Implementación del cálculo de ejes.

El proceso de cálculo del eje es muy similar al de las ruedas dentadas: primero se debe definir la geometría para posteriormente comprobar que resiste los esfuerzos.

Como se aclara en el anexo II. *Proceso de cálculo de engranajes*, esta definición y cálculo han de llevarse a cabo en las secciones críticas. Por este motivo dividimos el cálculo en dos partes: identificar las secciones críticas y analizar las secciones seleccionadas para dimensionarlas.

Identificación de las secciones críticas:

Las secciones críticas son aquellas en las que la carga es especialmente alta o en las que se quiere realizar un cambio en la geometría del perfil debido, por ejemplo, al asentamiento del eje sobre un cojinete.

Las fuerzas de tracción se pueden despreciar para este tipo de análisis para ejes de cajas de cambios [21]. Esto nos deja con un análisis de momento flector y torsor.

En nuestro caso consideramos el momento torsor como un momento constante e igual al máximo que el eje puede experimentar. El momento flector no es constante, por lo que comenzamos realizando un diagrama de esfuerzos flectores con el objetivo de identificar las secciones más cargadas.

-Diagrama de esfuerzos flectores

Se asume que las ruedas dentadas ejercen un esfuerzo puntual y perpendicular al eje con el valor de su fuerza radial (su peso se desprecia). Para el análisis consideramos una barra ideal de dos apoyos que situamos en el punto medio de cada rodamiento, que estimamos de 20 mm de longitud. La esquematización del planteamiento se muestra en la figura 3.5.

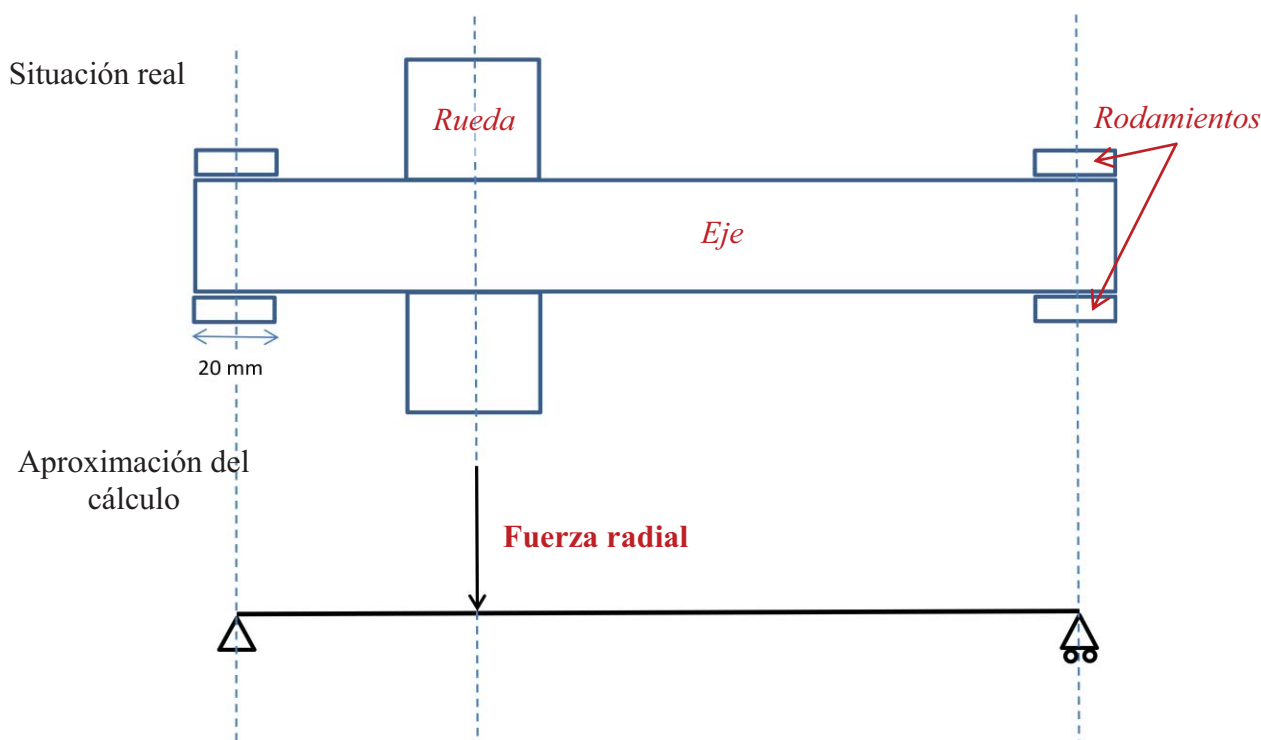


Fig. 3.5. Simplificación del cálculo del momento flector

Se calculan los esfuerzos de reacción en los apoyos y, a partir de ellos, se calcula el perfil de momentos a lo largo del eje. Se realiza esta operación para cada rueda por separado y se atiende posteriormente a si se suman las acciones o no (dependiendo de si las ruedas actúan o no simultáneamente).

Este proceso es que trasladamos a una segunda tabla en el fichero Excel, esta vez particular para cada eje. Fijamos la longitud del eje (longitud teórica explicada sobre la figura 3.5) y la posición de las ruedas que actúan sobre él (medida desde el inicio del eje).

En la figura 3.6 y 3.7 podemos observar un ejemplo de este cálculo. En él se han elegido 3 secciones. En este caso se puede ver que los momentos se suman, ya que las ruedas dentadas transmiten potencia a la vez.

Welle 3		*Eje 3		
		Longitud del eje		
		Posición de la rueda		
Länge (mm)		102		
		Position	F rad	M_nenn
Diff		30	20266,24744	429167,593
ZR 12		82	7213,768568	115986,0829
*Sección		Del cálculo de fuerzas en la rueda		
Schnitt	Position (mm)	Moment D1 (Nmm)	Moment ZR 12 (Nmm)	Moment (Nmm)
	0	0	0	0
1	10	143055,86	14144,64	157200,51
2	30	429167,59	42433,93	471601,53
	51	303993,71	72137,69	376131,40
	82	119213,22	115986,08	235199,30
3	92	59606,61	57993,04	117599,65
	102	0	0	0
		Momento flector total en la sección		

Fig. 3.6. Cálculo del momento flector con el archivo Excel

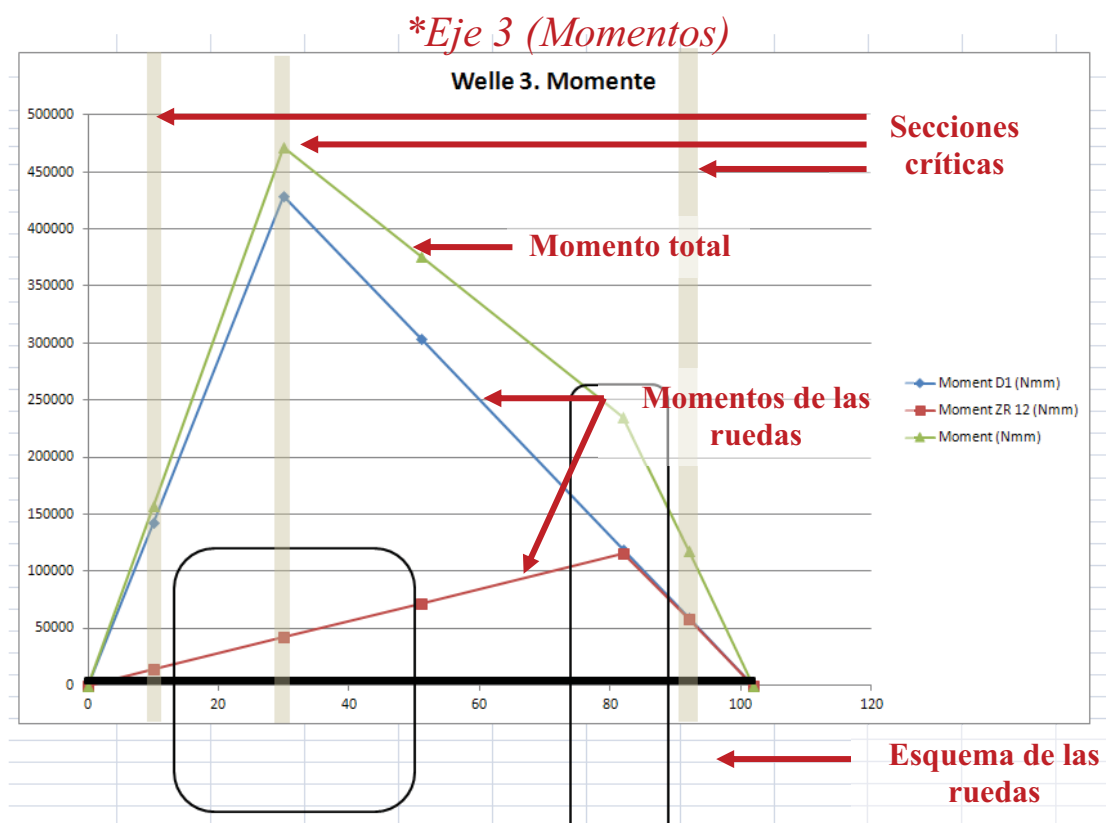


Fig. 3.7. Representación de los momentos flectores en un eje. Elección de las secciones críticas.

Análisis de las secciones:

Cuando se han determinado las secciones críticas se deben dimensionar de tal manera que el eje resultante sea capaz de aguantar la sollicitación a la que es sometido.

Igualmente realizamos este cálculo con el archivo Excel. En una nueva tabla analizamos cada sección de cada eje, para determinar si la geometría que proponemos es apta para soportar los esfuerzos, siguiendo las ecuaciones descritas en el anexo II. *Proceso de cálculo de engranajes.*

Los momentos en la sección que se han calculado determinan una propuesta de geometría (en este caso un diámetro interior y exterior) según la ecuación II.10 y el factor k , como puede verse en la figura 3.8:

Fig. 3.8. La propuesta de medida aparece a la derecha de la entrada de geometría.

Al lado de la propuesta se encuentra, para cada sección, el espacio donde colocamos la medida del eje deseada. Una vez hecho esto el archivo calcula el aguanté del eje y comprobamos si es o no adecuado.

6					
7	NACHBERECHNUNG				
8	Biegung				
9	σ_{b_max}	68,90906078			
10	σ_{b_a}	68,90906078			
11	σ_{b_f}	1200			
12	$\beta_{k\sigma}$	1,3	TB 3-9	Ab. von R_m =	1200
13	c_b	0,2		Ab. von R_m und D/d =	1,041666667
14	$\beta_{k(2,0)}$	2,7		Ab. von R_m und R/d =	0,05
15	K_g	0,895276629	TB 3-11 c	Ab. von d	
16	K_{σ}	0,906301253	TB 3-10	Ab. von R_m und R_z =	4
17	K_{σ}	1,600129961			
18	$\sigma_{GD}=\sigma_{GW}$	374,9695429			
19					
20	Torsion				
21	t_{t_max}	134,8773495			
22	t_{t_a}	134,8773495			
23	t_{t_f}	832,0335292			
24	β_{kt}	1,1575	TB 3-9	Ab. von R_m =	1200
25	c_t	0,21		Ab. von R_m und D/d =	1,041666667
26	$\beta_{k(1,4)}$	1,75		Ab. von R_m und R/d =	0,05
27	K_g	0,895276629		Ab. von R_m =	1200
28	$K_{\sigma t}$	0,94612322			
29	$K_{\sigma t}$	1,349841259			
30	$t_{GD}=t_{GW}$	266,6980266			
31					
32					
33	S_F	5,81476061	Min nach TB 3-14 ---->	1,5	OK
34	S_D	1,858441599	Min nach TB 3-14 ---->	1,8	OK
35			$S_{Dmin} \cdot S_z$		

Fig. 3.9. Cambios manuales que deben realizarse en el archivo antes del análisis estático y dinámico.

Después de un cambio geométrico, se deben cambiar de manera manual:

- c_b
- $\beta_{k(2,0)}$
- c_t
- $\beta_{k(1,4)}$

La situación de estos parámetros en la tabla se observa en la figura 3.9

Cuando hemos dimensionado correctamente todas las secciones calculamos la flexión en el eje según la ecuación II.29 (muestra en la figura 3.10):

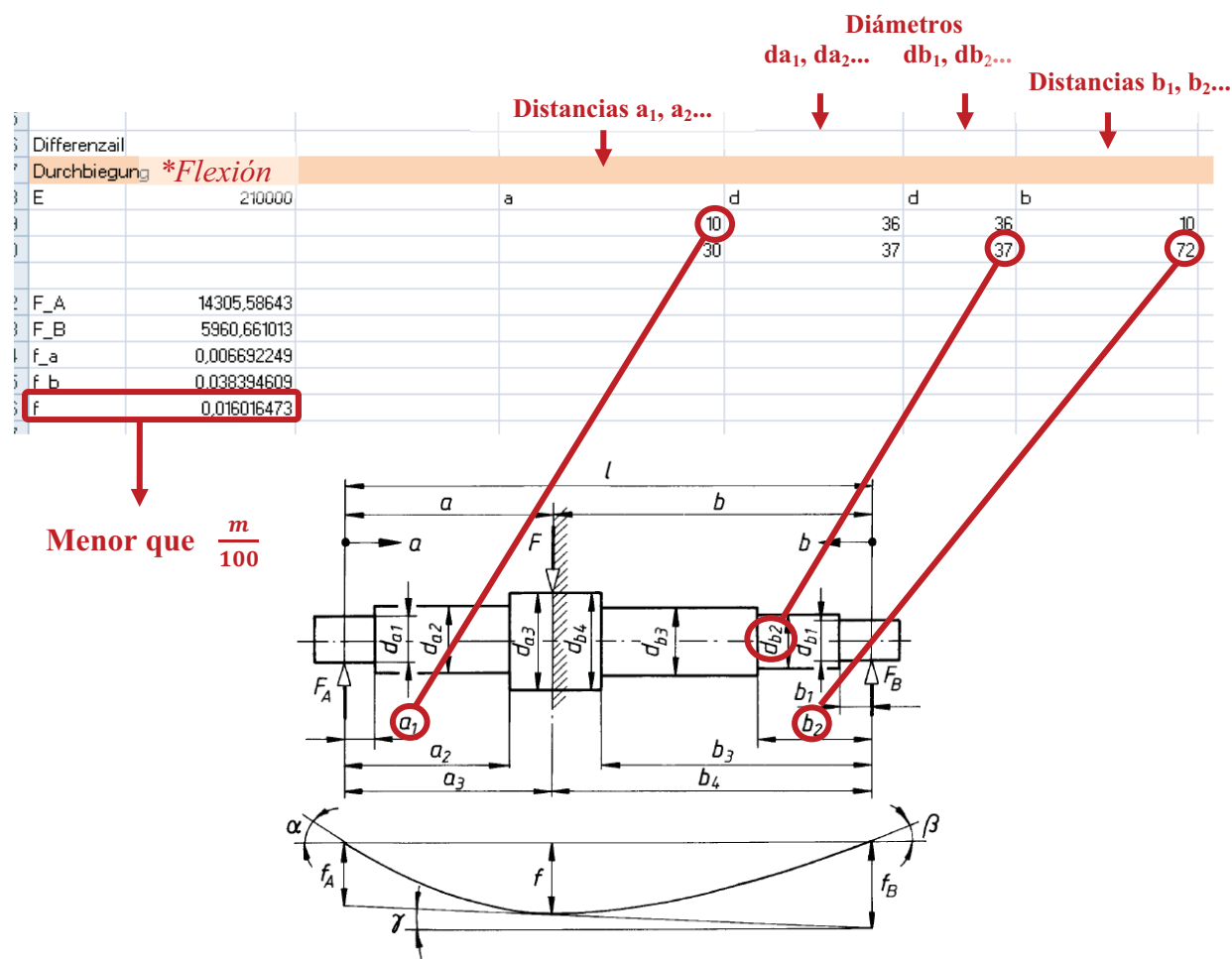


Fig. 3.10. Cálculo de la flexión del eje en el archivo Excel.

Como se especifica en el anexo II. *Proceso de cálculo de engranajes*, este valor de flexión debe ser menor al valor de $m/100$.

4. Valoración y adaptación del método de cálculo de ruedas dentadas

4.1. Base y objetivo

La implementación del método de cálculo de ruedas dentadas arriba descrita está hecha para realizar un primer diseño de manera rápida y lo más precisa posible. Una vez concluimos la elaboración lo probamos con unos pequeños ejemplos. Éstos no hacen más que alertarnos de que el método no es todo lo preciso que se desea. No alcanzamos soluciones cercanas a la realidad, por lo tanto no es válido para la aplicación que queremos darle.

Decidimos entonces llevar a cabo un proceso de validación, una adaptación del cálculo para que los resultados se aproximen más a la realidad.

Vamos a realizar medidas reales de las ruedas de la DSG que tenemos en el taller e introducirlas en el programa y tratar de obtener conclusiones de los resultados que nos ayuden a adaptar el método.

Cuando introducimos los datos geométricos en el programa el resultado es “OK” o “NOK”, dependiendo de si esa rueda puede o no puede soportar la carga a la que está sometida. Sabemos que las ruedas de la DSG pueden soportar un momento de 350 Nm (ver *anexo III.2. DCT en el mercado*). Con esta base podemos determinar cómo de inexactos son los resultados obtenidos y cómo podemos adaptarlos para elaborar un diseño realista.

4.2. Modelo geométrico de las ruedas dentadas

El primer paso es introducir los datos de las ruedas dentadas de la DSG en el fichero. Los datos de cada rueda que debemos introducir, como ya hemos visto en el apartado anterior, son:

- Ángulos α y β
- Número de dientes y módulo
- Factor de desplazamiento del perfil (x)
- Modificación de la altura de cabeza

El ángulo α se fija como 20° . Usamos este ángulo normalizado porque no podemos medirlo de manera precisa con las herramientas de las que disponemos. El ángulo β lo estimamos a través de una medición aproximada en 35° .

De los restantes sólo podemos medir de manera exacta el número de dientes. A pesar de esto, podemos medir el diámetro de cabeza y la distancia axial de cada par de ruedas. Así con ayuda de las fórmulas matemáticas que relacionan los parámetros (ver *V. Geometría de la rueda dentada*) definimos un pequeño proceso a través del cual obtenemos las medidas necesarias de las ruedas.

Con el número de dientes proponemos un módulo (que debe ser igual en ambas ruedas que engranan). Probamos con diferentes valores de los parámetros de desplazamiento del perfil V y de modificación de altura de cabeza c mientras que a través de la fórmula (V.22) se calcula un diámetro de cabeza. Comparamos el diámetro de cabeza obtenido por este proceso iterativo con el medido y paramos cuando son suficientemente similares.

En la siguiente tabla están recogidos los valores obtenidos (Tabla 1).

Rueda	D. de cabeza	Z	Z2/Z1	Beta	m _n	k=?	X=?	D. primitivo	D. de cabeza	Desviación
11	42,88	13	3,46	35	2,25	0	0,6	35,71	42,91	0,0006
12	130,67	45		35	2,25	0	0,6	123,60	130,80	0,0010
21	59,79	20	2,05	35	2,25	0	0,1	54,93	59,88	0,0016
22	115,49	41		35	2,25	0	-0,4	112,62	115,32	0,0015
31	76,99	30	1,30	35	2	0	-0,1	73,25	76,85	0,0019
32	98,5	39		35	2	0	-0,2	95,22	98,42	0,0008
41	90,8	41	0,90	35	1,75	0	-0,1	87,59	90,74	0,0007
42	81,98	37	1,11	35	1,75	0	-0,15	79,05	82,02	0,0005
51	84,57	35	0,91	35	1,9	0	-0,15	81,18	84,41	0,0019
52	78,18	32	1,09	35	1,9	0	0	74,22	78,02	0,0020
61	90,8	41	0,76	35	1,75	0	-0,1	87,59	90,74	0,0007
62	70,95	31	1,32	35	1,75	0	0,3	66,23	70,78	0,0024
D11	59	17	4,12	35	2,45	-0,3	0,9	50,85	58,69	0,0053
D12	218	70		35	2,45	0	0,6	209,36	217,20	0,0037
D21	73,7	23	3,04	35	2,45	-0,3	0,3	68,79	73,69	0,0001
D22	218	70		35	2,45	0	0,6	209,36	217,20	0,0037

Tabla 1. Valores de los parámetros que definen las ruedas dentadas de la DSG

De esta manera hemos estimado con un error pequeño la geometría de las ruedas dentadas de la DSG.

4.3. Cálculo y resultados

Con la geometría real (aproximada por el método anterior) aplicamos el método.

Comenzamos por introducir los valores de transmisión de momento máximo y las propiedades de los materiales. Estos son:

- Momento motor: 350 Nm
- σ_F , lim (del material): 500 MPa (34CrMo4) Valor máximo de la tabla
- σ_H , lim (del material): 1450 MPa (34CrMo4) Valor máximo de la tabla
- Tomamos, como se ha aclarado, un valor de $\alpha=20^\circ$

Con esta configuración calculamos las ruedas de la DSG en el fichero Excel, que como se ha explicado en anteriormente, sigue el cálculo de la norma DIN 3990. Nuestras sospechas se ven confirmadas cuando el método refleja que las ruedas de esta DCT no soportan las condiciones de trabajo.

El objetivo ahora se centra en estudiar la desviación de los resultados. Para ello definimos el *factor de desviación*, que representa la relación entre el esfuerzo soportado por la rueda (σ_F , σ_H ; fórmulas II.4 y II.7) y el que es capaz de soportar teóricamente (σ_{FP} , σ_{HP} ; fórmulas II.5 y II.8). El factor debe ser menor que la unidad para indicar que las ruedas soportan la carga y no es así en ningún caso. En la tabla 2 vemos los valores del factor de desviación para cada marcha y cada tipo de resistencia, divididos también en rueda primaria (de entrada, ZR1) y secundaria (de salida, ZR2).

		Factor de desviación			
		<i>Resist. del pie de diente</i>		<i>Resistencia superficial</i>	
		ZR1	ZR2	ZR1	ZR2
Marcha	u	σ_F/σ_{FP}	σ_F/σ_{FP}	σ_H/σ_{HP}	σ_H/σ_{HP}
1	3,46	2,412	2,972	2,195	1,302
2	2,05	1,502	1,593	1,463	1,117
3	1,30	1,742	1,828	1,308	1,162
4	1,11	1,684	1,546	1,093	1,125
5	1,09	1,283	1,391	1,110	1,205
6	1,32	1,821	1,661	1,109	1,230
D1	4,12	2,683	3,468	2,084	1,134
D2	3,04	2,399	3,054	1,677	1,071

Tabla 2. Factores de desviación de las ruedas de la DSG

En los siguientes diagramas se puede ver claramente cómo evoluciona la desviación según la marcha. En las ruedas primarias (figura 4.1) y en las secundarias (figura 4.2):

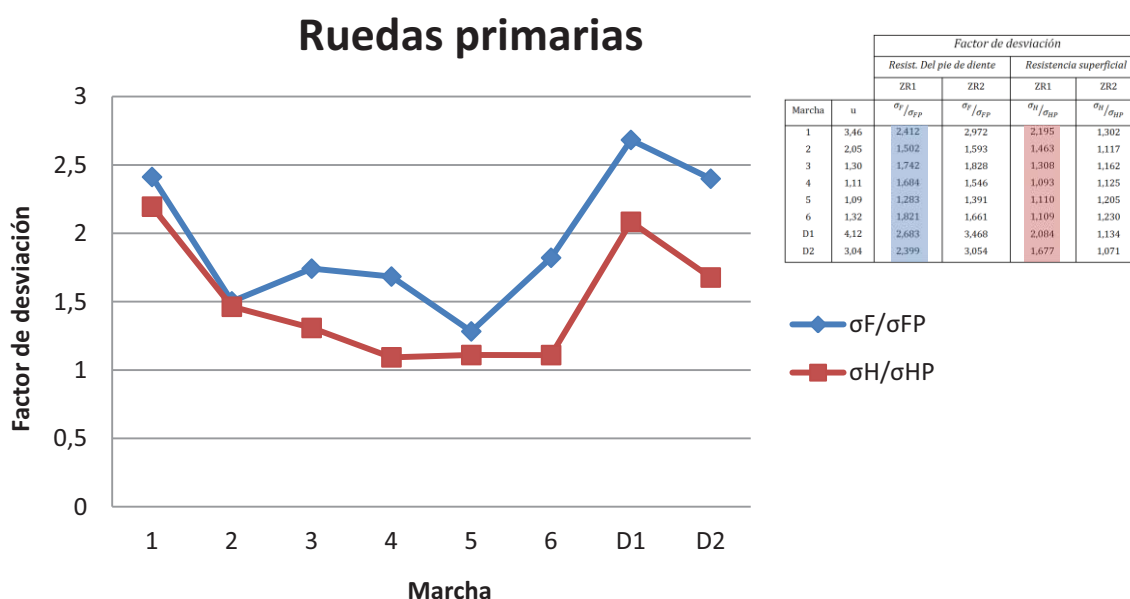


Fig. 4.1. Factores de desviación de las ruedas primarias de la DSG

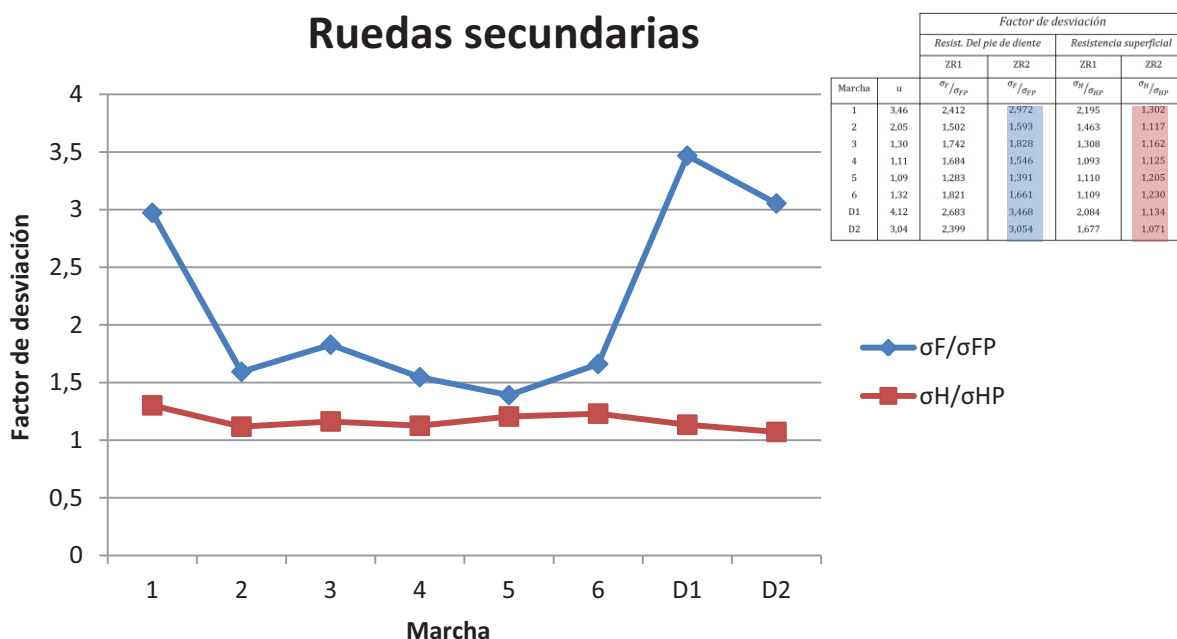


Fig. 4.2. Factores de desviación de las ruedas secundarias de la DSG

La desviación de la resistencia superficial de las ruedas secundarias se mantiene constante. En el resto de casos la desviación sufre una variación comparable. El dibujo nos deja intuir que el tamaño del factor depende de la relación de transmisión, ya que los picos de la gráfica corresponden con las marchas con mayor u ($u > 1$) (ver Tabla 2). Representamos esta relación en la figura 4.3:

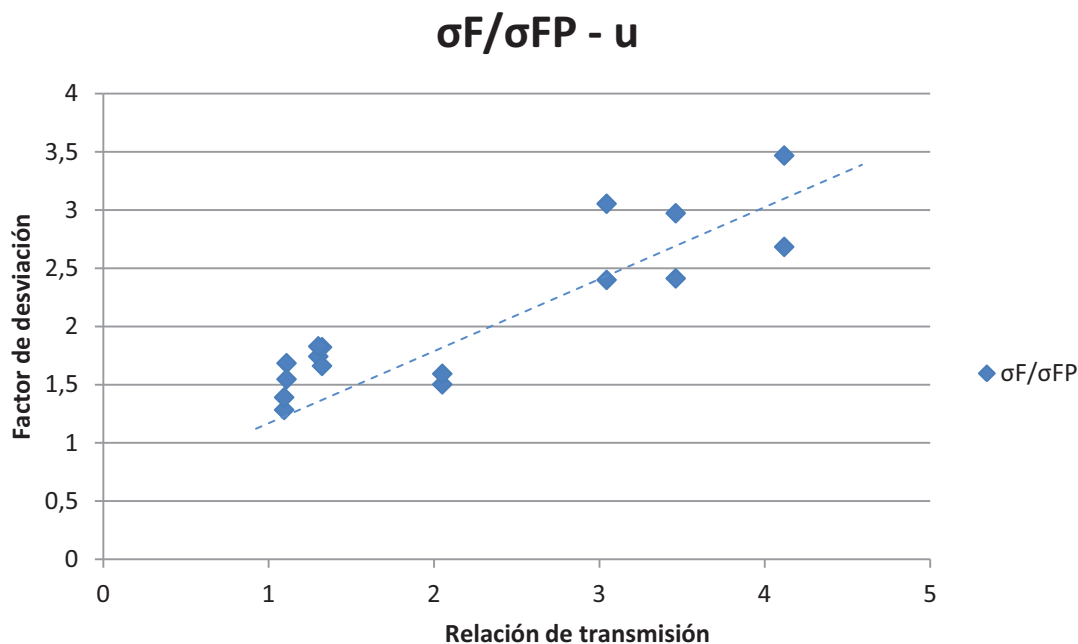


Fig. 4.3. Factor de desviación de la resistencia del pie de diente en función de la relación de transmisión en la DSG

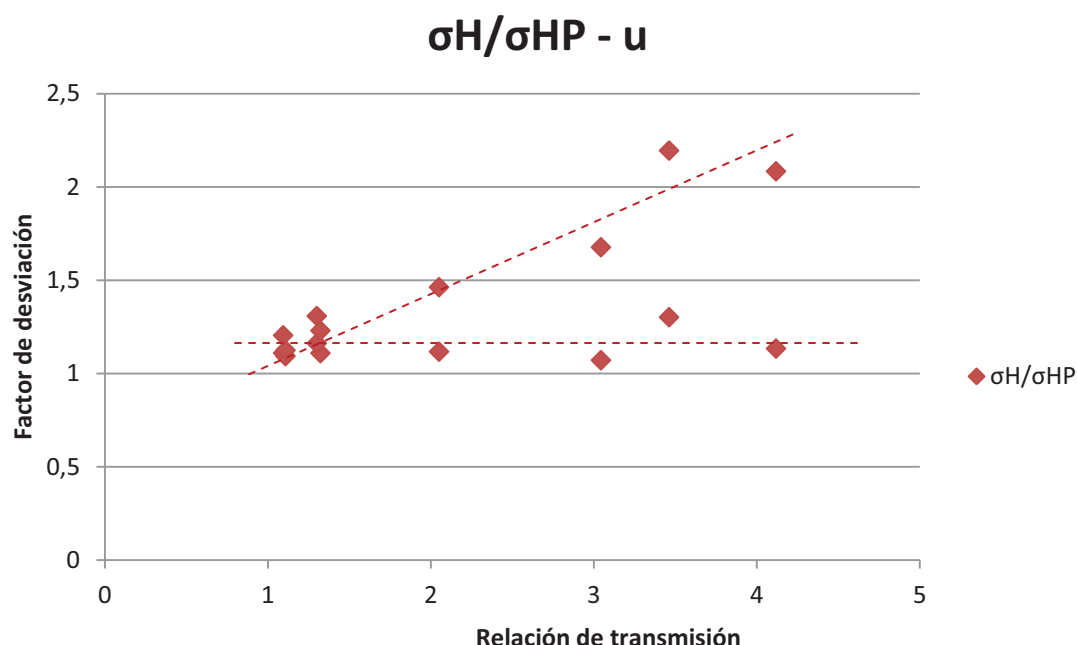


Fig. 4.4. Factor de desviación de la resistencia superficial en función de la relación de transmisión en la DSG

Cuanto mayor es u mayor es el denominado factor de desviación (excepto para la resistencia superficial en las ruedas secundarias, que permanece constante)

Esto no significa que la desviación del método sea mayor. Se debe recordar que el factor de desviación destaca la relación entre el esfuerzo teórico que la rueda soporta, extraído de su modo de funcionamiento, y el esfuerzo que es capaz de soportar teóricamente la rueda atendiendo a sus capacidades físicas. Queremos saber la distancia que existe entre la teoría y la realidad pero no sabemos cuánto se acercaron los ingenieros de *Volkswagen* al límite del material cuando diseñaron las ruedas de la DSG, por tanto no sabemos cómo de cerca está el valor de resistencia que pueden soportar del que realmente soportan.

Establecemos entonces dos hipótesis que pueden explicar el comportamiento del *factor de desviación*.

Hipótesis 1: Ruedas diseñadas al límite

Durante el diseño de las ruedas dentadas se elige una geometría siempre buscando el límite del material. Con ello se contribuye a una gran optimización del peso y el espacio, eliminando material allí donde no se necesita.

Esto significa que las ruedas soportan la carga que pueden físicamente soportar (teniendo en cuenta, como hace el método, los factores de seguridad). El factor de desviación nos muestra entonces la relación entre la resistencia real y teórica (hallada a través del método) del material. El factor de desviación nos estaría indicando la exactitud del método de cálculo.

Una posible explicación de esta hipótesis es que cuanto mayor es u , mayor es la diferencia de diámetro entre las ruedas engranadas. Esto hace que el contacto entre ellas se vuelva crítico, mayoritariamente disminuyendo en solapamiento de los dientes. Este contexto motiva que el diseñador comience a modificar factores como el desplazamiento de perfil, introduciendo en el método parámetros basados en experimentación que pueden sumar más inexactitud al método. Por supuesto una inexactitud que tiende siempre a agregar factor de seguridad.

Hipótesis 2: El piñón de primera determina el resto de ruedas.

El diseño de una caja de cambios comienza habitualmente con la definición del piñón de la primera marcha. Es la rueda más pequeña, por lo que, para un momento dado, es la que mayor fuerza ha de soportar en el diente. Por este motivo esta rueda se dimensiona acercándose al límite de su resistencia (con los factores de seguridad incluidos en el método). Con este primer dimensionamiento se obtiene una distancia axial que es igual para otras marchas, cuya relación de transmisión es menor, lo que da lugar a piñones más grandes.

Como las ruedas son más grandes se podría jugar con los parámetros para disminuir el peso, disminuyendo la anchura por ejemplo. Sin embargo de este modo se antoja complicado volver a encontrar el límite del material, que podría resultar en ruedas extremadamente delgadas. Por ello asumimos que el resto de marchas se encuentran sobredimensionadas.

Estipulamos entonces que el método tiene una exactitud similar para todas las relaciones de transmisión (lo que niega la primera hipótesis) y que la variación del factor de desviación muestra, no la exactitud del método, sino un incremento del factor de seguridad en las ruedas cuya relación de transmisión es más próxima a la unidad. Es decir, una variación del factor de seguridad de las ruedas.

Suponiendo que esta premisa es cierta podríamos estipular que la desviación del método es igual al mayor valor del factor de desviación. En este caso no se da en la primera, sino en el par Diferencial 1 (ver Tabla 2), indicando que sería ahí donde más se habría apurado la resistencia en el diseño.

4.4. Conclusión

El objetivo de este proceso de comparación del método no es otro que examinar la desviación del mismo para poder establecer una corrección o adecuación de cara a realizar un primer diseño lo más realista posible.

Hemos postulado dos hipótesis que tratan de explicar los resultados obtenidos desde dos puntos de vista diferentes.

La diferencia principal de estas dos hipótesis se encuentra en el proceso de diseño de las ruedas dentadas. No sabemos en qué medida se ha buscado optimizar la geometría de las ruedas de la DSG, por tanto no podemos concluir una verdad absoluta. Lo cierto es que no podemos decantarnos por ninguna de las dos hipótesis con los datos que tenemos.

Sería interesante realizar un estudio matemático más profundo del método e intentar relacionar las influencias de los diferentes parámetros más importantes en la desviación del método, así como tener a disposición otras cajas de cambios, que nos permitieran generar más datos para obtener resultados más sólidos. Lamentablemente, debido al límite de recursos y tiempo no se ha podido profundizar más en este estudio.

Al no poder definir y explicar claramente una desviación del método decidimos aplicar directamente los resultados del estudio a nuestro diseño. Es decir, no podemos explicar exactamente el porqué de los resultados pero podemos aplicar lo que se ha observado, que se resume en:

El denominado factor de desviación es directamente proporcional a la relación de transmisión, excepto en el caso de la resistencia superficial de las ruedas secundarias, donde se mantiene independiente.

Con esta base trazamos unos límites de este factor. Nos deberemos mantener siempre por debajo de ellos, forzando a que el error que se cometa genere ruedas sobredimensionadas y no ruedas que puedan fallar. Gráficamente se puede observar en las siguientes gráficas (4.5 y 4.6) que trazamos líneas paralelas a las rectas de tendencia de los datos experimentales, quedando éstas por debajo de los valores medidos.

Cuando realicemos el diseño debemos comprobar que los valores del factor de desviación quedan por debajo de estos límites de desviación. En el caso de la resistencia superficial se trazan dos rectas, que atienden al diferente comportamiento que han presentado las ruedas primarias y secundarias.

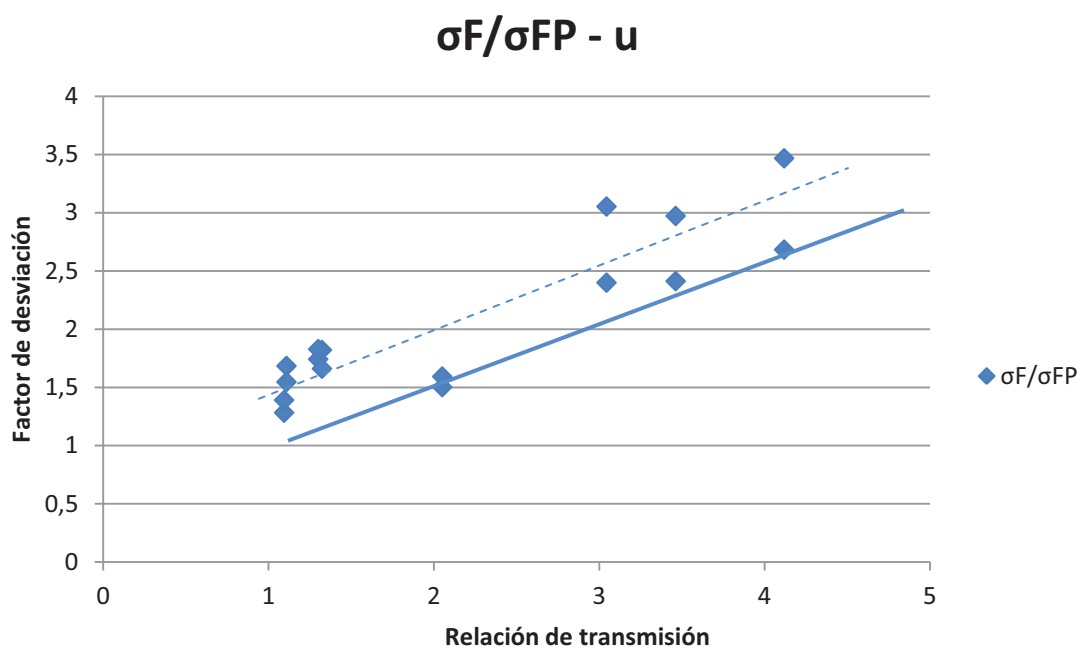


Fig. 4.5. Límite de desviación del factor de desviación de la resistencia del pie de diente

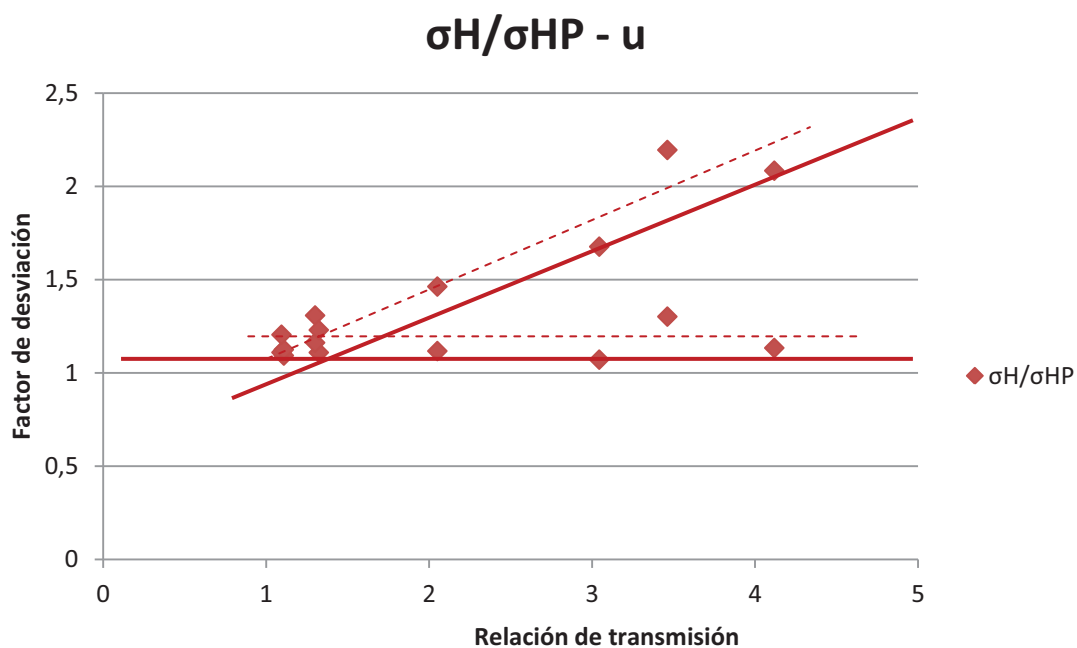


Fig. 4.6. Límites de desviación del factor de desviación de la resistencia superficial del diente

De este modo aseguramos que nuestro diseño tendrá, como máximo, la misma desviación que las ruedas de la DSG, asumiendo que los resultados del experimento son extrapolables en este caso.

5. Aplicación de las cajas de cambios a los vehículos eléctricos. Ejemplo.

5.1. Posibilidades y futuro

Todo apunta a que el motor eléctrico es el futuro de la industria del automóvil. Con un mayor rendimiento ofrecen su par máximo desde el inicio de la marcha, condiciones que hacen idóneas su aplicación en vehículos.

Gracias a esta característica (alto par a bajas revoluciones) los vehículos eléctricos pueden prescindir de la caja de cambios. Ya no es, por tanto, necesaria. Pero una caja de cambios instalada en un vehículo eléctrico puede aportar beneficios.

La labor principal de una caja de cambios es modificar la transmisión entre el motor y las ruedas, de tal forma que el motor trabaja en una zona de revoluciones diferente a la que necesitan las ruedas por las condiciones de la conducción. Vital en el arranque y durante la marcha de vehículos de explosión tiende a desaparecer, como se acaba de apuntar, en los vehículos eléctricos. Pero esa modificación de la unión entre el motor y las ruedas puede utilizarse en estos vehículos con otros objetivos.

Uno de ellos es el del ahorro de energía. Si se consigue que el motor eléctrico trabaje en sus zonas de mayor rendimiento, esto nos lleva directamente a una reducción de energía empleada, contribuyendo de manera directa al aumento de la autonomía del vehículo.

Por otro lado, otro de los problemas de los vehículos eléctricos con una reducción directa es que en la elección del motor se deben tener en cuenta las prestaciones que se quieren alcanzar de aceleración y velocidad punta, que obligan en ocasiones a la elección de motores con una capacidad de velocidad punta muy limitada. Debido a la baja autonomía que ofrecen estos vehículos hoy en día esta limitación de velocidad no es un problema clave, pero cuando la autonomía aumente, si lo hace en suficiente medida, el problema de elección de motor se irá desplazando hasta un primer plano. Con la incorporación de una caja de cambios se reduce la necesidad de un rango de funcionamiento tan amplio del motor, con lo que se podrían incorporar en vehículos motores más reducidos manteniendo o incluso mejorando las prestaciones.

Algunos fabricantes como BMW están desarrollando innovadores y originales conceptos eléctricos, pero hay marcas en el panorama internacional que no pueden permitirse esa dedicación a una tecnología que no ha despegado todavía. Por este motivo cuando la electrificación avance existirá (realmente ya ha comenzado) un período en el que los fabricantes adaptarán los conceptos de vehículos de explosión para transformarlos en eléctricos. Y es aquí donde una caja de cambios puede facilitar las cosas a los fabricantes, que podrían aprovechar parte de sus conceptos de arquitectura del vehículo, además de verse beneficiados por la posibilidad de adquisición de motores más baratos.

Una investigación exhaustiva de las posibilidades de integrar una caja de cambios en un vehículo eléctrico sobrepasa los objetivos de este proyecto, pero es interesante analizar brevemente un pequeño ejemplo.

5.2. Ejemplo de trabajo

El objetivo de este ejemplo es observar cómo la adición de una caja de cambios de dos marchas puede mejorar las condiciones de trabajo de un motor eléctrico. En este caso, su eficiencia. Para ello vamos a tomar un motor (YASA-400 [22]) y vamos a observar teóricamente cómo trabaja en dos situaciones diferentes: con una transmisión permanente y con una DCT de dos marchas.

Para realizar una comparación válida debemos imponer que el resto de condiciones sean similares. Debemos tomar unas únicas condiciones de conducción para las dos pruebas, que se traducen en unas exigencias determinadas al motor.

Existen infinitas condiciones de conducción que dependen del camino que se recorre, el vehículo que circula, el estado de ánimo del conductor, etc. Lo ideal sería llevar a cabo un estudio de los hábitos circulatorios del nicho de mercado al que el producto se dirigiría, y a partir de ahí valorar el margen de eficiencia que podemos conseguir. Ante la evidente imposibilidad de realizar esta tarea hemos decidido tomar como ejemplo el test europeo empleado para catalogar los vehículos según sus emisiones, el NEDC. En la imagen 5.1 podemos observar en qué consiste la prueba. El vehículo debe ir variando su velocidad como dicta la gráfica a lo largo del tiempo:

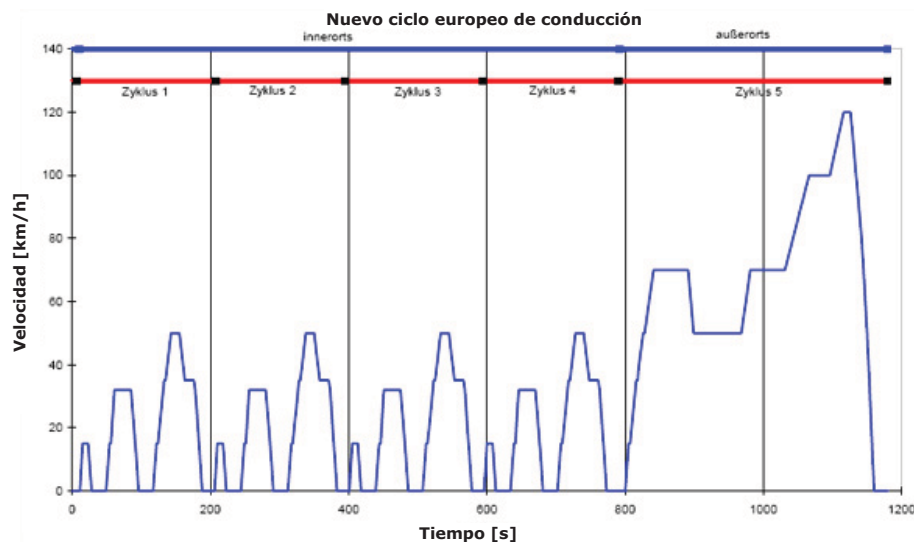


Fig. 5.1. Gráfica velocidad-tiempo del nuevo ciclo europeo NEDC. [23]

El problema ahora es que seguimos dependiendo de más factores, como el vehículo en el que se instala, y no podemos definir el trabajo del motor a lo largo del ciclo.

Sin embargo sí disponemos de datos de trabajo en este ciclo de un motor-rueda (Protean Electric PD18) [24]. En la imagen 5.2 se puede observar la gráfica de eficiencia de este motor en función del par motor y las revoluciones de trabajo. Las cruces representan los puntos de trabajo a lo largo del tiempo mientras realiza el ciclo NEDC. Las líneas coloreadas son curvas de eficiencia y delimitan zonas de diferentes rendimientos. Los puntos de trabajo que se encuentran en la zona de momento negativo corresponden con momentos de recuperación de energía del motor eléctrico, que si bien es otro punto positivo del empleo de estos motores en automoción, no se va a tener en cuenta en este estudio.

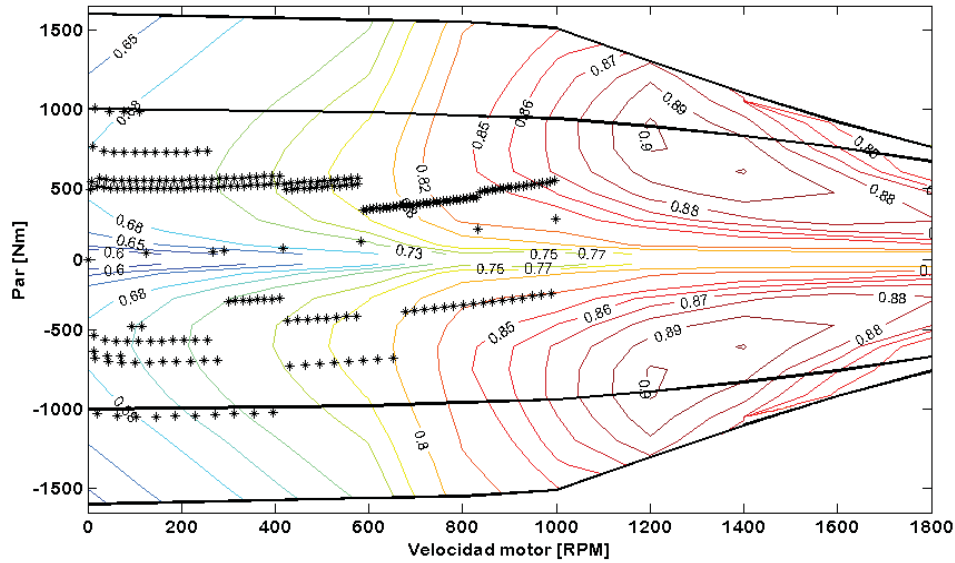


Fig. 5.2. Diagrama de trabajo de un motor-rueda en la realización del NEDC [24]

Éste es el trabajo de uno de los dos motores-rueda instalados en un vehículo que realiza el ciclo NEDC. Vamos a establecer el supuesto de que queremos realizar el mismo ciclo con el mismo vehículo pero con nuestro Motor YASA-400. En este supuesto el motor YASA tendrá que transmitir a las ruedas el doble del momento que proporciona el motor rueda (ya que trabajan dos motores-rueda [24]) a las revoluciones marcadas (revoluciones de las ruedas).

Para convertir estas revoluciones de las ruedas en revoluciones del motor YASA debemos establecer una relación de transmisión, u_{direkt} , que nos servirá para el primer análisis. Para ello suponemos que el vehículo alcanzará una velocidad máxima de 150km/h para las máximas revoluciones del motor (7000 rpm, se puede ver en la figura 5.4):

$$v\left(\frac{km}{h}\right) = n(rpm) * \pi * d_{Rad}(m) * \frac{1}{u_{direkt}} * \left(\frac{60(\frac{min}{hora})}{1000(\frac{m}{km})}\right) \Rightarrow u_{direkt} = n(rpm) * \pi * d_{Rad} * \frac{1}{v\left(\frac{km}{h}\right)} * \left(\frac{60}{1000}\right) \quad (5.1)$$

Para un supuesto diámetro de rueda (d_{Rad}) de 0,6 m la relación queda: $u_{direkt} = 5,25$.

Relación de transmisión directa. Sin cambio.

Con una $u_{direkt} = 5,25$ vamos a ver en qué puntos trabaja el motor YASA-400.

Trasladamos gráficamente los puntos de trabajo del motor-rueda al motor YASA teniendo en cuenta la relación de transmisión.

Para esta traslación vamos a simplificar el problema seleccionando dos grupos de puntos, que pueden verse en la figura 5.3 en las zonas roja y amarilla. Como se ha mencionado más arriba no se van a incluir los momentos en los que el motor recupera energía.

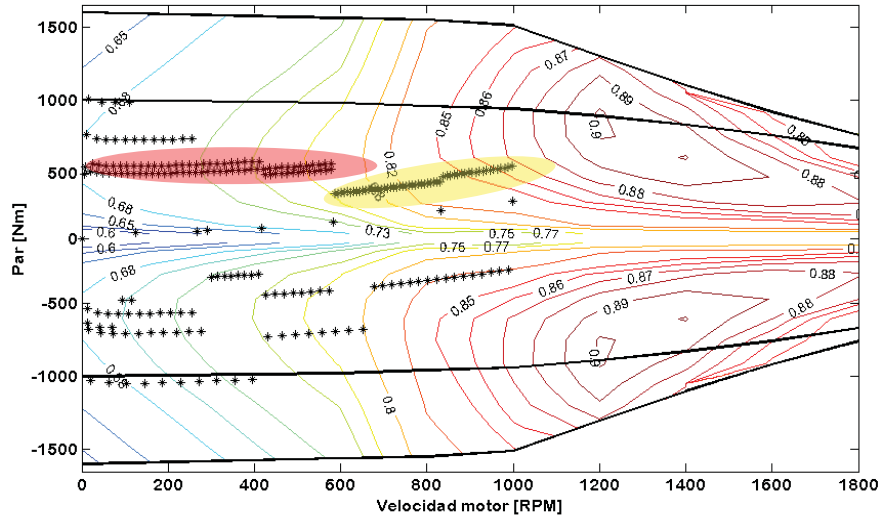


Fig. 5.3. Diagrama de trabajo del motor-rueda Protean Electric PD18 [24]

La zona roja representa una situación de 0 a 600 rpm en el que la carga se mantiene relativamente constante a 500 Nm. Recordando que son dos motores los que actúan, y teniendo en cuenta la relación de transmisión, obtenemos los datos para el Motor YASA (El sufijo X_{mRN} denota momento (M) o revoluciones(n) del motor-rueda):

$$M_{mYASADirekt} = M_{mRN} * 2 * \frac{1}{u_{direkt}} = 500 * 2 * \frac{1}{5,25} \approx \mathbf{190 \text{ Nm}} \quad (5.2)$$

$$n_{mYASADirekt} = n_{mRN} * u_{direkt} = [0,600] * 5,25 \approx \mathbf{[0, 3150] \text{ rpm}} \quad (5.3)$$

La zona amarilla es una zona entre 500 y 1000 rpm en la que la carga varía de 400 a 500 Nm. De igual forma que antes:

$$M_{mYASADirekt} = M_{mRN} * 2 * \frac{1}{u_{direkt}} = [400,500] * 2 * \frac{1}{5,25} \approx \mathbf{[152, 190] \text{ Nm}} \quad (5.4)$$

$$n_{mYASADirekt} = n_{mRN} * u_{direkt} = [600,1000] * 5,25 \approx \mathbf{[3150, 5250] \text{ rpm}} \quad (5.5)$$

Así obtenemos la gráfica 5.4. Las flechas representan la evolución de los puntos. (Datos de los puntos marcados en la Tabla 4 al final del apartado)

Esta gráfica es muy similar a la figura 5.2. Una representación de la eficiencia del motor (en este caso representada con zonas de diferente tonalidad) en función del par que ofrece a diferentes revoluciones.

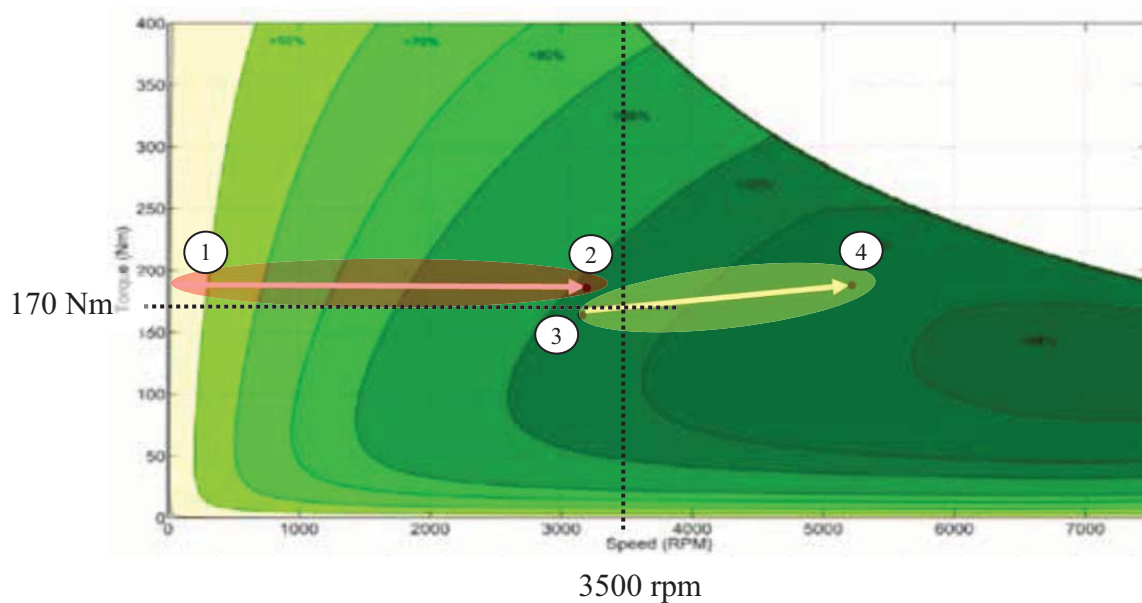


Fig. 5.4. Puntos de trabajo del motor YASA-400 [22] con una transmisión directa

Hemos tomado los puntos más representativos con mayor par, que se corresponden a las múltiples aceleraciones que se deben llevar a cabo en el ciclo, lo que hace que este estudio se adecúe probablemente de manera más fiel a la conducción en ciudad.

De igual forma que para el motor rueda observamos que a bajas revoluciones (por debajo de 3500) nos encontramos irremediabilmente en zonas en las que el rendimiento podría ser mayor. Vamos a intentar, mediante la adición de una marcha, mejorar la eficiencia del motor en este mismo supuesto.

Con caja de cambios

La idea principal es conseguir mover los puntos que se encuentran en zonas de baja eficiencia a zonas de mayor rendimiento.

Para ello buscamos una marcha que nos permita aumentar la velocidad de giro del motor, para que los puntos de trabajo entren en la zona de más de 3500 rpm antes de lo que lo hacen.

Tomamos por ejemplo el punto en el que entramos en la zona de 3500 rpm y lo movemos hasta las 7000 rpm para aumentar su eficiencia. Así surge una marcha adicional a la que tenemos: una nueva primera marcha. Dejando que la segunda sea igual a que hemos analizado obtenemos:

$$u_1 = \frac{7000}{3500} * u_{direkt} = 10,5 \quad ; \quad \text{con } u_2 = u_{direkt} \quad (5.6)$$

La zona roja corresponde ahora a la primera marcha. Al aumentar la relación de transmisión disminuye el par exigido al motor y aumentan las revoluciones.

$$M_{mYASA_{Getriebe}} = M_{mYASA_{Direkt}} * \frac{u_{direkt}}{u_1} = 190 * \frac{5,25}{10,5} \approx \mathbf{95 \text{ Nm}} \quad (5.7)$$

$$n_{mYASA_{Getriebe}} = n_{mYASA_{Direkt}} * \frac{u_1}{u_{direkt}} = [0,3150] * \frac{10,5}{5,25} \approx [\mathbf{0,6300}] \text{ rpm} \quad (5.8)$$

La zona amarilla se corresponde con una primera parte en primera (hasta 7000 rpm) y continúa en segunda.

En primera:

$$M_{mYASA_{Getriebe}} = M_{mYASA_{Direkt}} * \frac{u_{direkt}}{u_1} = [152,170] * \frac{5,25}{10,5} \approx [\mathbf{76,85}] \text{ Nm} \quad (5.9)$$

$$n_{mYASA_{Getriebe}} = n_{mYASA_{Direkt}} * \frac{u_1}{u_{direkt}} = [3150,3500] * \frac{10,5}{5,25} \approx [\mathbf{6300,7000}] \text{ rpm} \quad (5.10)$$

En segunda:

$$M_{mYASA_{Getriebe}} = M_{mYASA_{Direkt}} * \frac{u_{direkt}}{u_2} = [170,190] * 1 \approx [\mathbf{170,190}] \text{ Nm} \quad (5.11)$$

$$n_{mYASA_{Getriebe}} = n_{mYASA_{Direkt}} * \frac{u_2}{u_{direkt}} = [3500,5250] * 1 \approx [\mathbf{3500,5250}] \text{ rpm} \quad (5.12)$$

Representamos el proceso y las diferencias saltan a la vista (datos de los puntos en la Tabla 4 al final del apartado):

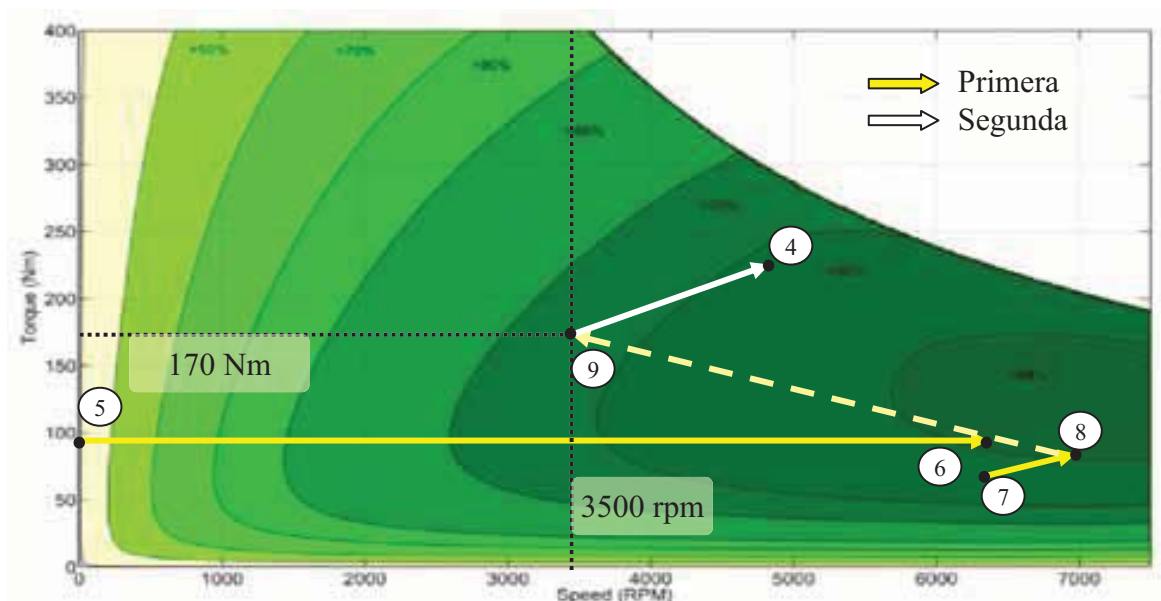


Fig. 5.5. Puntos de trabajo del motor YASA-400 [22] con una caja de cambios de 2 marchas

Para establecer la comparación de manera más clara se han representado juntas las dos situaciones en la figura 5.6, con la adición de velocidades deducidas de la ecuación 5.1, en base a la cual se ha obtenido la Tabla 3.

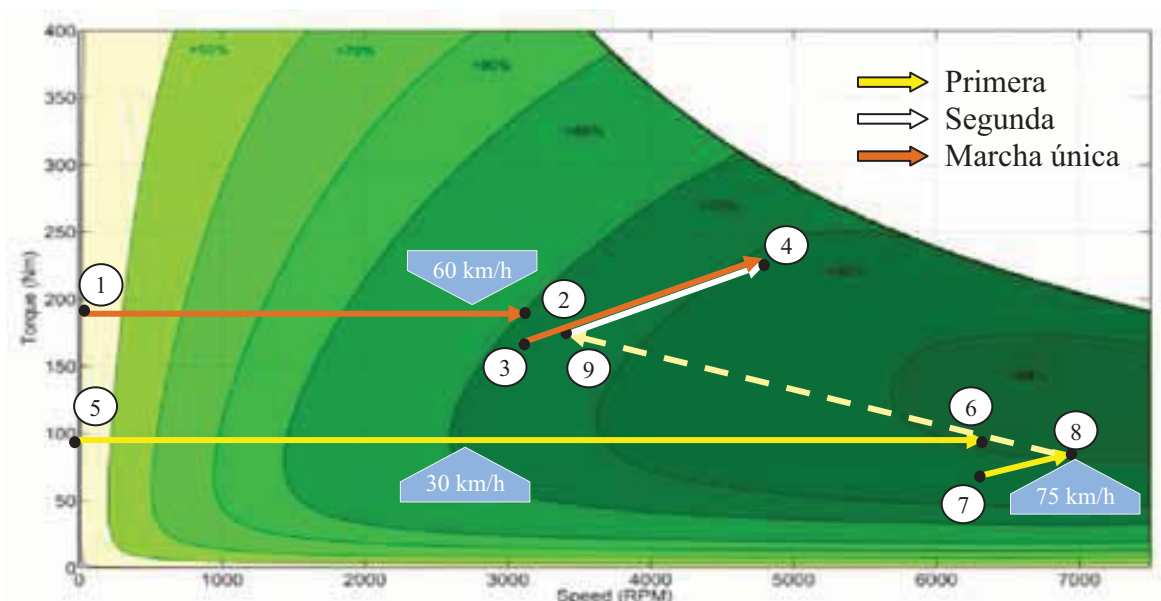


Fig. 5.6. Comparación gráfica de las dos situaciones [22]

U	RPM	400	600	1000	2800	3000	3400	3600	4000	5000	5200	5400	5600	7000
1:	5,25	8,62	12,93	21,54	60,32	64,63	73,24	77,55	86,17	107,71	112,02	116,33	120,64	150,80
1:	10,50	4,52	6,79	10,77	30,16	32,31	36,62	38,78	43,08	53,86	56,01	58,16	60,32	75,40

Tabla 3. Velocidad del vehículo en función de la velocidad del giro del motor y la marcha engranada

Se puede observar que a 30 km/h circulando con caja de cambios el motor trabaja en un punto de mayor eficiencia que a 60 km/h sin caja (aprox. 2800 rpm). Al final de la primera marcha, el motor trabaja en su zona de máximo rendimiento, a unos 75 km/h.

Con la adición de esta primera marcha se consigue también la capacidad de exigir al motor mayor par, ya que hemos aumentado la desmultiplicación. Esto permite mejorar las prestaciones del vehículo, o bien reducir el tamaño del motor sin comprometer las prestaciones.

Aquí se pueden ver los datos de momento motor y revoluciones del motor en los diferentes puntos resaltados en las gráficas de 5.4 a 5.6.

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Momento (Nm)	190	190	152	190	95	95	76	85	170
Velocidad (rpm)	0	3150	3150	5250	0	6300	6300	7000	3500
Fórmulas	(5.2) (5.3)	(5.2) (5.3)	(5.4) (5.5)	(5.4) (5.5)	(5.7) (5.8)	(5.7) (5.8)	(5.9) (5.10)	(5.9) (5.10)	(5.11) (5.12)

Tabla 4. Momento y velocidad de giro del motor en los puntos destacados en las figuras 5.4-5.6

5.3. Conclusión

La mejora de rendimiento de un vehículo eléctrico mediante la adición de una caja de cambios es dependiente la potencia y curva de eficiencia del motor, así como del recorrido y del comportamiento del conductor. La rentabilidad de instalación en un determinado vehículo incluye el aumento de peso del mismo, pérdida de rendimiento por fricción, posibilidad de reducir costes en otros elementos... Análisis que se encuentra fuera de los objetivos de este proyecto.

La idea sí es, sin embargo, observar que se puede llevar a cabo, y que hay condiciones para las que sí es útil, justificando la investigación y posibles desarrollos que se puedan llevar a cabo.

Se ha comentado, además, que la mejora de eficiencia tal y como se ha planteado no es la única ventaja que pueden ofrecer. La posibilidad de aumentar las prestaciones ofrecidas por el motor es una valiosa mejora con dos caras: mejorar prestaciones del vehículo sin modificar el motor, o bien tener la opción de ahorrar en el motor sabiendo que podrás compensar la pérdida de prestaciones con la caja de cambios.

Resumiendo, se puede afirmar que el empleo de cajas de cambios en motores eléctricos puede traer los siguientes beneficios [25]:

- El motor trabaja en las zonas de mayor rendimiento
- Mejor aprovechamiento de las baterías gracias a esa mejora de rendimiento
- Aumento de par ofrecido por pequeños motores
- Mejora de la aceleración y la velocidad máxima de un determinado motor
- Mayor flexibilidad en el mercado de los motores eléctricos
- Permite un sistema de gestión de energía que se adapte al modo de conducción
- Mayor recuperación de energía mediante el engrane de marchas bajas

Estas ventajas no conducen a un indudable éxito de la tecnología, pero sí fijan una base que justifica y alienta la investigación en esta dirección.

6. Diseño del sistema mecánico de una DCT de dos marchas.

6.1. Diseño de la e-DCT

La investigación sobre los diferentes modelos de DCT en el mercado y el trabajo con la DSG de Volkswagen en el taller nos han ayudado a sentar una base en el conocimiento de la disposición de elementos en estas cajas de cambios. Ahora el objetivo es aplicar ese conocimiento para diseñar el engranaje de una DCT para un vehículo eléctrico.

Los vehículos que se conducen en las ciudades originan problemas de salud y económicos a la sociedad debido a las emisiones y al alto precio de los carburantes. En este mercado es en el que los coches eléctricos tienen mayores posibilidades de abrirse un hueco aludiendo a sus emisiones nulas, no consumo de combustibles fósiles, ausencia de ruido, etc.

La mayoría de los vehículos pensados para ciudad son coches de pequeño tamaño, con motor y tracción delanteros. Por este motivo desarrollamos una DCT de dos marchas transversal. Buscaremos que sea lo más corta posible, ya que al situarse motor y caja en línea, la vía se plantea como medida crítica del vehículo.

Con este requisito planteamos el diseño inicial de la caja. Dos marchas no generan muchas posibles ordenaciones de las ruedas dentadas, pero vamos a escoger el empleo de dos ejes secundarios. No es un diseño novedoso, DCT como la DSG o la 7G-DCT de Mercedes lo han desarrollado. La corona de cada una de las marchas se encontrará girando solidariamente al eje secundario respectivo y permanentemente engranada con su piñón. Esta ordenación de dos ejes secundarios puede parecer a primera vista algo innecesario para sólo dos marchas, pero combinado con la tecnología DCT nos brinda la posibilidad de prescindir de elementos de sincronización. Esto tiene un efecto demoledor en la simplificación del cambio. Se ahorra en piezas y montaje y da como resultado una reducción de longitud de la caja en la dirección transversal. En la figura 6.1 podemos ver un esquema del diseño planteado.

En el apartado 5.2 *Ejemplo de trabajo* hemos calculado las relaciones de transmisión, que son 10,5 y 5,23. Estas relaciones no se alcanzan directamente en el engrane de la caja de cambios, sino que se producen en dos etapas: Caja de cambios y diferencial. Asignamos al diferencial una relación de transmisión sencilla de 3,5. Las relaciones de las marchas u_1 y u_2 quedan:

$$u_1 = \frac{10,5}{u_{\text{Diff}}} = \frac{10,5}{3,5} = 3 \quad ; \quad u_2 = \frac{5,25}{u_{\text{Diff}}} = \frac{5,25}{3,5} = 1,5$$

Antes de dimensionar las ruedas debemos elegir una disposición de las mismas en la caja. Para dos marchas basta con una rueda por eje de entrada. Al tener dos ejes de salida colocamos una rueda en cada uno, en los que también se montará una rueda del diferencial. La rueda secundaria del diferencial gira sobre un eje fuera ya de la caja de cambios que comunica con las ruedas motrices. Un esquema muy simple se puede observar a continuación en la figura 6.1.

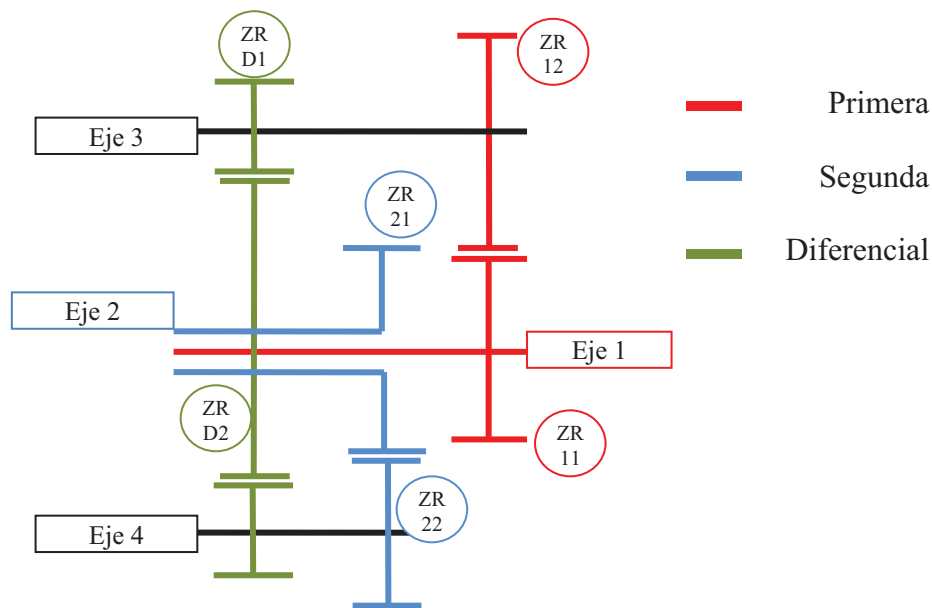


Fig. 6.1. Disposición de la caja de cambios de dos marchas

Introducimos los datos necesarios en el archivo Excel, tal y como se ha explicado en 3. *Diseño del engranaje de una caja de cambios* y comenzamos el dimensionamiento.

Esta caja de cambios debe poder transmitir un par de 400 Nm, que es par máximo del motor del ejemplo. Para el cálculo vamos a fijar los ángulos $\alpha=20^\circ$ y $\beta=35^\circ$. Como se ha comentado anteriormente comenzamos el cálculo por las ruedas dentadas y lo continuaremos con la definición de los ejes.

6.2. Ruedas dentadas

Par de primera

Con una relación de transmisión igual a 3, la intención es hacer el piñón lo más pequeño posible. Probamos con un módulo de 2,5 y 13 dientes para una anchura de 20 mm.

La corona ha de tener en este caso 40 dientes. Una estricta relación 3 indicaría 39 dientes, pero en el diseño de ruedas dentadas se intenta impedir que la corona posea un número de dientes múltiplo del del piñón, para evitar el contacto entre los mismos pares de dientes, que pueden dar lugar a vibraciones.

Con esta configuración obtenemos una distancia axial base (con un desplazamiento del perfil $V=0$) de alrededor de 80 mm. Obtenemos la resistencia necesaria con un factor de desplazamiento $x=0,6$ para cada rueda. Esto nos conduce sin embargo a interferencia. Para eliminarla fijamos una variación de altura de cabeza negativa, pero esto reduce la resistencia de la rueda, que deja de cumplir los mínimos.

La solución es pues aumentar el módulo hasta 3. Con ello aumentamos también la distancia axial, pero como ya hemos comentado, aumentar la caja en esa dirección no es crítico en nuestro caso. Manteniendo $x=0,6$ en ambas ruedas cumplimos con la resistencia y nos podemos permitir reducir su anchura. El piñón hasta 18 mm y la corona hasta 16 mm (16, 36 por mantener una relación entre anchos de 1,1). La distancia axial aumenta hasta los 100 mm. En la tabla 5 se muestran los datos para el cálculo y el modelado.

	d (mm)	d_w (mm)	m (mm)	Z	b (mm)	x	k (mm)	d_{eje} (mm)	$\alpha(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$
ZR 11	47,61	49,28	3	13	18	0,6	0	32	20	35
ZR 12	146,49	151,62	3	40	16,36	0,6	0	42	20	-35

Tabla 5. Datos para el cálculo y modelado paramétrico del par de primera

Par de segunda

También con un módulo de 3 dimensionamos un piñón de 17 dientes. Como la relación de transmisión no es muy alta no vamos a tener problemas con la distancia axial aunque la rueda no sea lo más pequeña posible. Con una corona de 26 dientes se alcanza la relación deseada, obteniendo una distancia axial de 80 mm.

Con un factor de desplazamiento de 0,3 para cada rueda podemos configurar también aquí un grosor de 16 y 18 mm. Las ruedas presentan un juego de cabeza un tanto bajo, pero en ningún momento negativo, lo que significaría interferencia. Por ello lo dejamos así. En la tabla 6 se muestran los datos para el cálculo y el modelado.

	d (mm)	d_w (mm)	m (mm)	Z	b (mm)	x	k (mm)	d_{eje} (mm)	$\alpha(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$
ZR 21	62,26	63,62	3	17	18	0,3	0	40	20	35
ZR 22	95,22	97,30	3	26	16,36	0,3	0	37	20	-35

Tabla 6. Datos para el cálculo y modelado paramétrico del par de segunda

Par del diferencial

El diferencial tiene una relación de 3,5 y el piñón que se monta en el eje 3 (en el que se monta la corona de la primera marcha) tiene que poder transmitir un par de 1200 Nm. Con esa relación tan alta, que nos obliga a plantear un piñón de escaso diámetro, y dado el valor de par que ha de transmitir, fijamos para esta rueda una anchura de 40 mm.

Para simplificar el diseño y la posterior teórica fabricación desarrollamos un único piñón que montaremos en los ejes 3 y 4. Evidentemente lo dimensionaremos en base a los esfuerzos que soporta en el eje 3, quedando sobredimensionado al montarse en el eje 4.

Fijamos para el piñón 14 dientes con un módulo de 3. Esto nos obliga a una corona de 210 mm de diámetro aproximadamente. Es un valor muy similar al de la corona de la DSG por lo que lo consideramos válido. Con un factor $x=0,6$ las ruedas alcanzan la resistencia necesaria sin interferencia. En la tabla 7 se muestran los datos para el cálculo y el modelado.

	d (mm)	d_w (mm)	m (mm)	Z	b (mm)	x	k (mm)	d_{eje} (mm)	$\alpha(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$
ZR D1	51,27	52,62	3	14	38	0,6	0	42/37	20	-35
ZR D2	179,45	184,17	3	49	35	0,6	0	50	20	35

Tabla 7. Datos para el cálculo y modelado paramétrico del par diferencial

En las gráficas 6.2 y 6.3 se pueden ver los factores de desviación de estas ruedas en comparación con el estudio de la DSG. Los valores de las ruedas de la e-DCT se mantienen por debajo de los de las DSG, tal y como habíamos impuesto como condición (datos en la Tabla 8).

		Factor de desviación			
		<i>Resist. del pie de diente</i>		<i>Resistencia superficial</i>	
		ZR1	ZR2	ZR1	ZR2
Marcha	u	σ_F/σ_{FP}	σ_F/σ_{FP}	σ_H/σ_{HP}	σ_H/σ_{HP}
1	3,08	1,5896	1,5818	1,5562	0,9627
2	1,53	1,2644	1,1557	1,1254	0,9654
D	3,50	1,9831	1,9079	1,5905	0,9070

Tabla 8. Factores de desviación de la e-DCT

σ_F/σ_{FP} - Relación de transmisión

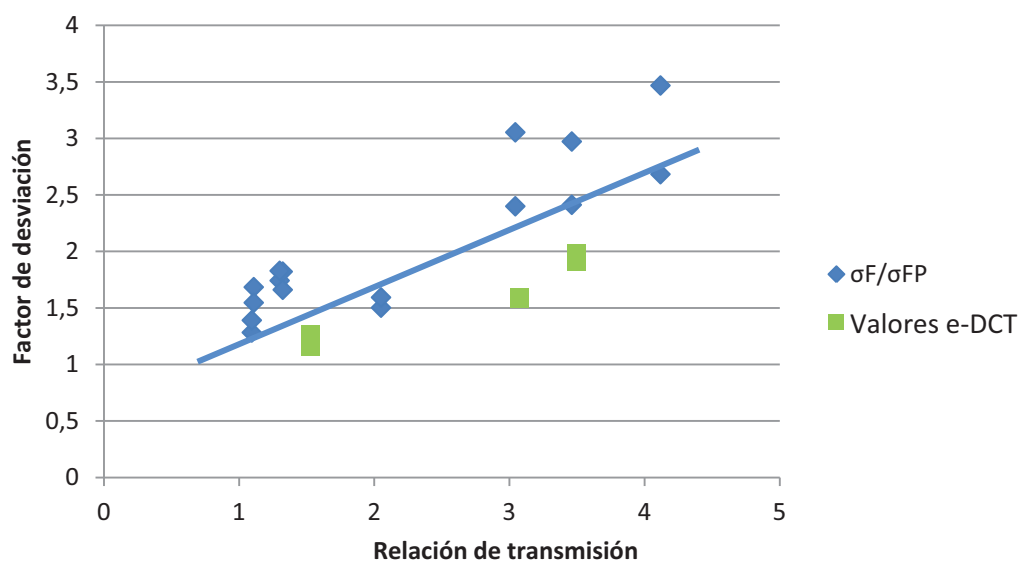


Fig. 6.2. Factor de desviación de la resistencia de pie de diente frente a relación de transmisión en la e-DCT

σ_H/σ_{HP} - Relación de transmisión

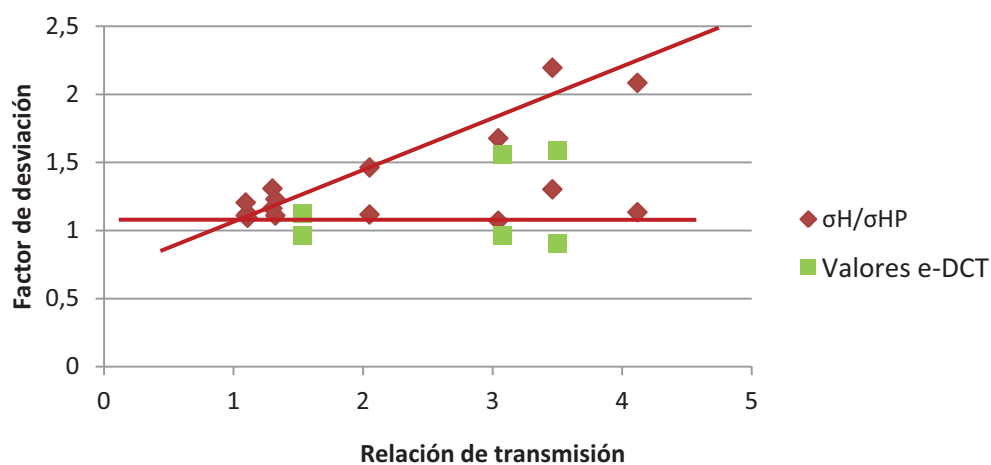


Fig. 6.3. Factor de desviación de la resistencia superficial frente a relación de transmisión en la e-DCT

6.3. Ejes

Con las ruedas definidas debemos calcular ahora los ejes.

Para llevar a cabo el cálculo de los ejes necesitamos definir la distribución de la caja de manera más exacta que para las ruedas (figura 6.1). Necesitamos saber la longitud de los ejes y para ello debemos distribuir las ruedas. En la imagen 6.4 tenemos, gracias a las ya definidas ruedas dentadas, la distribución exacta de la caja de cambios.

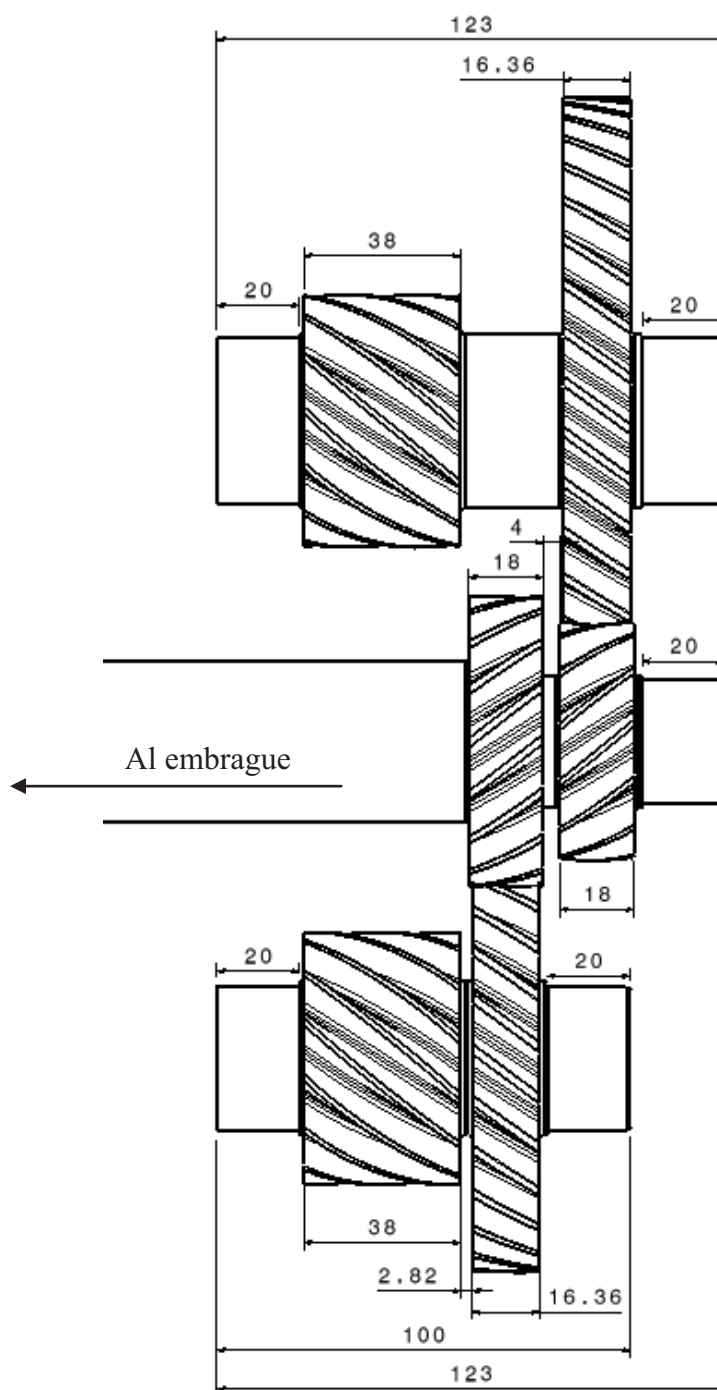


Fig. 6.4. Distribución exacta de la e-DCT

Ahora calculamos los ejes tal y como se ha descrito en el apartado 3.3 *Implementación del cálculo de ejes* con ayuda del fichero Excel.

Eje 1: eje de entrada de la primera

El eje 1 debe soportar un par de torsión de 400 Nm. En lo que a flexión se refiere se ve influido por las ruedas 11 y 21. La rueda 21 no gira en el eje 1 pero el eje 2 se apoya en el eje 1 en la sección en la que se encuentra la rueda 21. Esto significa que la fuerza radial de la rueda 21 no tiene influencia sobre el eje 2, sino que ejerce una fuerza de flexión a través del apoyo en el eje 1. Eso se puede apreciar en la imagen 6.5

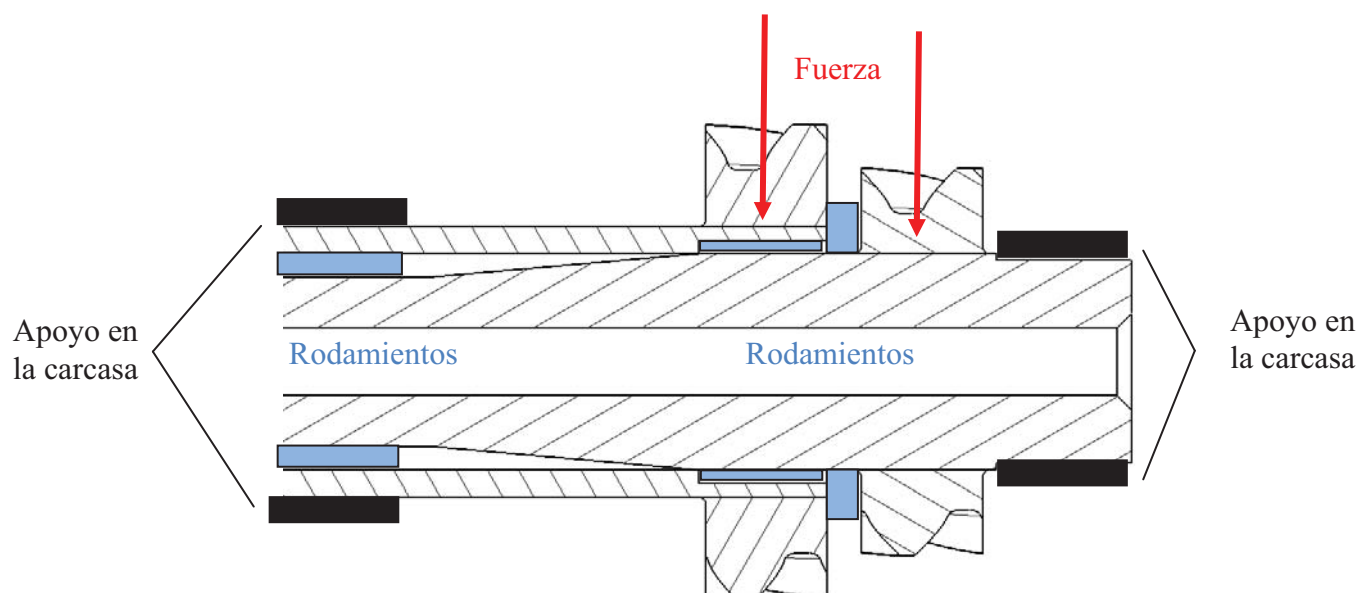


Fig. 6.5. Representación de las fuerzas actuantes sobre el eje 1

Las ruedas 11 y 21 no actúan de manera simultánea transmitiendo el par máximo, por ello en el análisis de flexión del eje se tendrá en cuenta el momento máximo en cada sección, y no la suma de momentos:

Länge (mm)	102		
	Position	F _{rad}	M _{nenn}
ZR 21	59	5587,14	138966,30
ZR 11	82	7213,77	115986,08

Tabla 9. Obtención de las fuerzas y momentos máximos sobre el eje 1

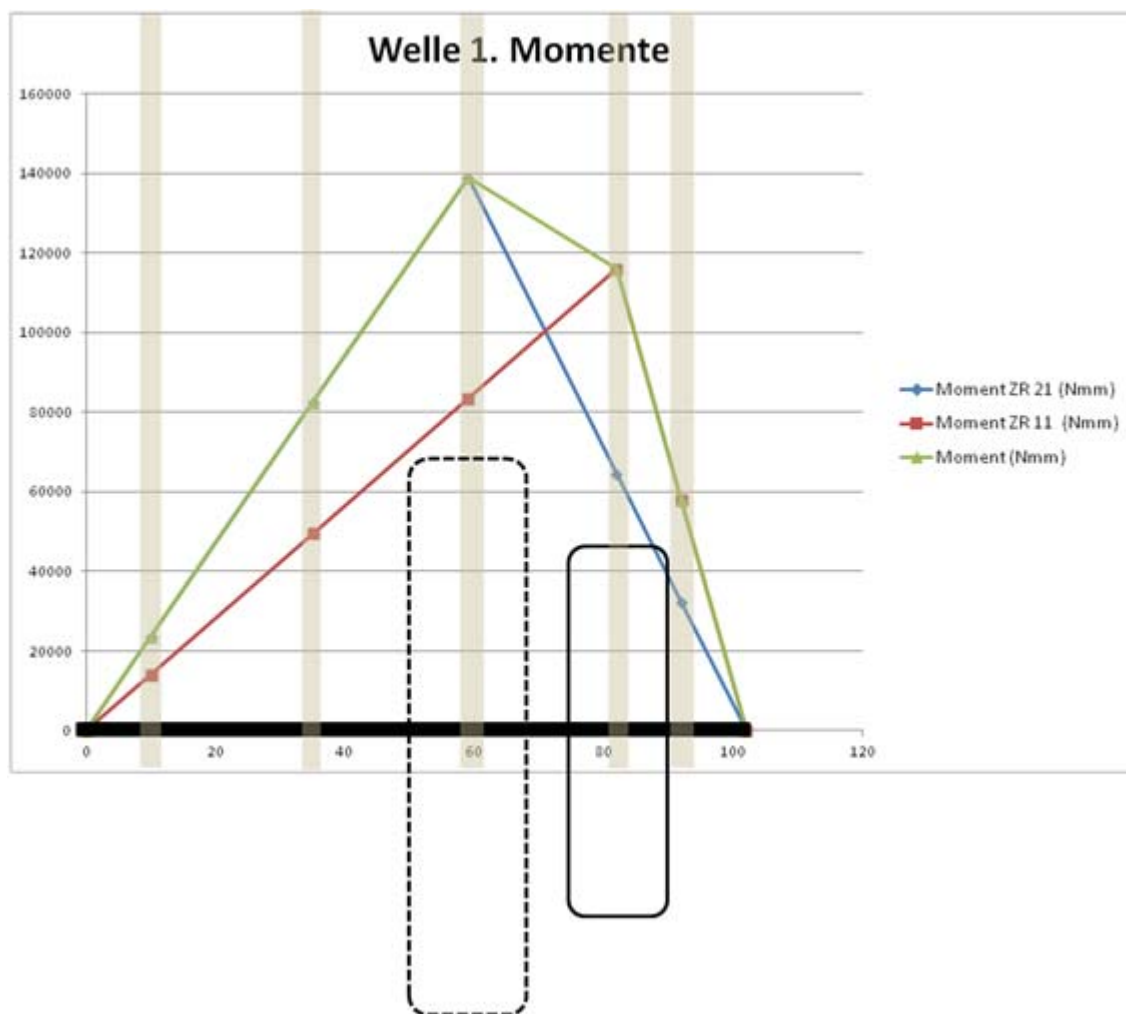


Fig. 6.6. Representación de los momentos flectores y las secciones críticas del eje 1

Las secciones 1 y 5 son aquellas en las que normalmente se reduce el diámetro del eje para que encaje en apoyo del rodamiento. En este caso eso sólo sucede en la sección 5, pues la sección 1 es un apoyo donde el eje no finaliza, sino que sigue en la dirección del embrague. Se deben calcular ambas secciones.

En las secciones 3 y 4 el momento es máximo, lugar de apoyo de las ruedas.

La sección 3, por ser donde mayor es el momento, va a determinar el diámetro del eje en la zona de apoyo de las ruedas. Pero este diámetro no debe mantenerse constante durante toda la longitud del eje. Proponemos realizar un aumento progresivo del eje desde la sección 1 hasta la 3. Por ello evaluamos también la sección 2, que se encuentra entre la 1 y la 3 y nos da información de si con esa progresión el eje soporta la tensión.

Schnitt (sección)	Position (mm)	Moment D1 (Nmm)	Moment ZR 11 (Nmm)	Moment (Nmm)
	0	0	0	0
1	10	23553,61	14144,64	23553,61
2	35	82437,64	49506,25	82437,64
3	59	138966,30	83453,40	138966,30
4	82	64635,49	115986,08	115986,08
5	92	32317,74	57993,04	57993,04
	102	0	0	0

Tabla 10. Obtención del momento crítico en diferentes secciones del eje 1

Con la ayuda de un cálculo directo se pueden determinar las medidas del eje de manera ágil.

Establecemos un diámetro interior de 10mm. En el caso de la DSG este hueco se usa para dirigir el eje de la bomba de aceite. Podría tener el mismo uso en nuestra e-DCT

Comenzamos por la tercera sección. El programa nos sugiere (en mm) ($d_a = 21$, $d_i = 8,5$). Esta propuesta se lleva a cabo con un cálculo rápido (ver *anexo II.2. Ejes*) y por lo general no llega a cumplir el análisis dinámico. Con un ($d_a = 27,5$, $d_i = 10$) se cumple. Esto significa que la sección de apoyo del rodamiento debe tener 25mm de diámetro, ya que los rodamientos se comercializan en medidas estandarizadas [26]. El cálculo nos indica que no puede ser así, no aguanta la sección, por lo que deberá ser de 30 mm (siguiente medida disponible). Suponemos que con un incremento de 2 mm de diámetro es suficiente para un buen asentamiento. Así nos queda:

$$d_{a3} = 30 + 2 = 32 \text{ mm}$$

$$\frac{d_{a2}}{d_{a1}} = 1,0667 \rightarrow c_b = 0,1; c_t = 0,3$$

Con los parámetros c_b y c_t podemos llevar a cabo el cálculo (fórmulas II.19 y II.26). Las secciones 3 y 4 cumplen.

Ahora calculamos la parte izquierda del eje. La sección 1 y 2. En la sección 1 se incorpora un rodamiento, con lo que debe tener un diámetro determinado. 20 mm no cumplen, 25 mm sí.

La sección 2 corrobora que el aumento progresivo del diámetro del eje es posible y cumple en lo que a resistencia se refiere. Así queda el eje:

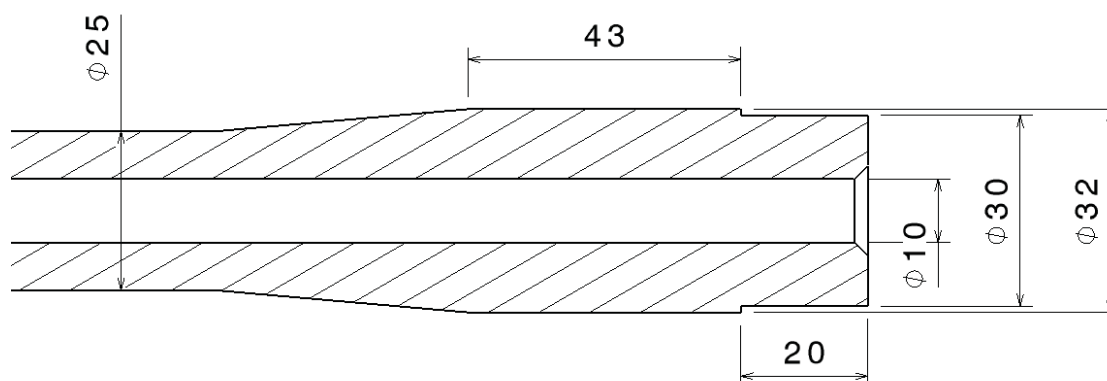


Fig. 6.7. Medidas del eje 1

Eje 2: eje de entrada de la segunda

Este eje debe soportar un par de torsión de 400 Nm. No está sometido a ningún momento flector. Podríamos calcular una sola sección y definir el eje. A pesar de esto, debido a la anchura progresiva del eje 1, estudiamos la posibilidad de realizar este eje también con anchura variable.

Por ello calculamos 3 secciones. Las dos secciones donde apoyan los rodamientos (medidas de los rodamientos extraídas de los rodamientos reales de la DSG), y la otra una sección intermedia que verifique la viabilidad al igual que con el eje 1. La geometría del eje 1 impone restricciones al eje 2. Se pueden ver gráficamente en la figura 6.8.

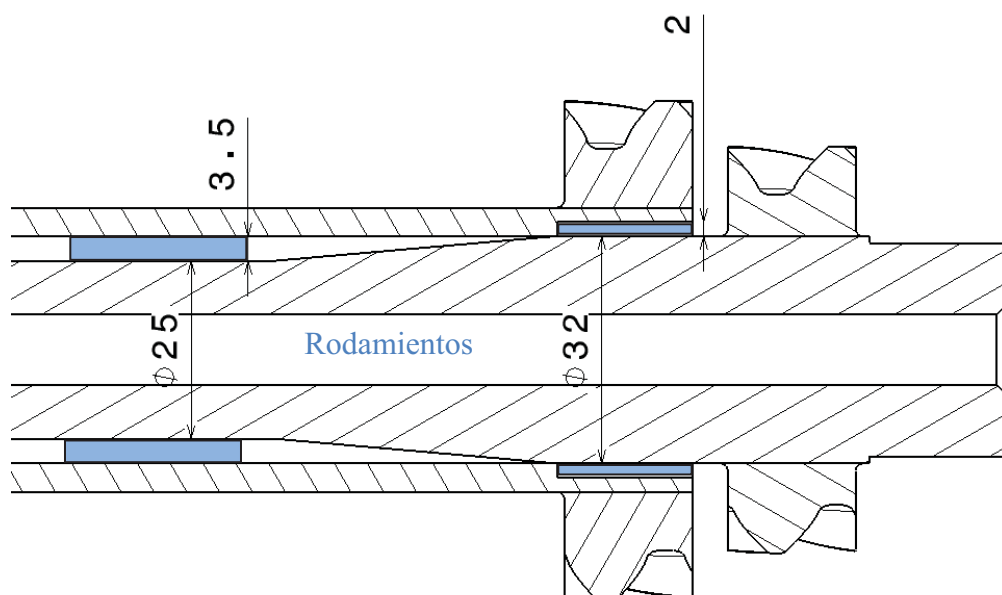


Fig. 6.8. Condiciones geométricas impuestas por el eje 1

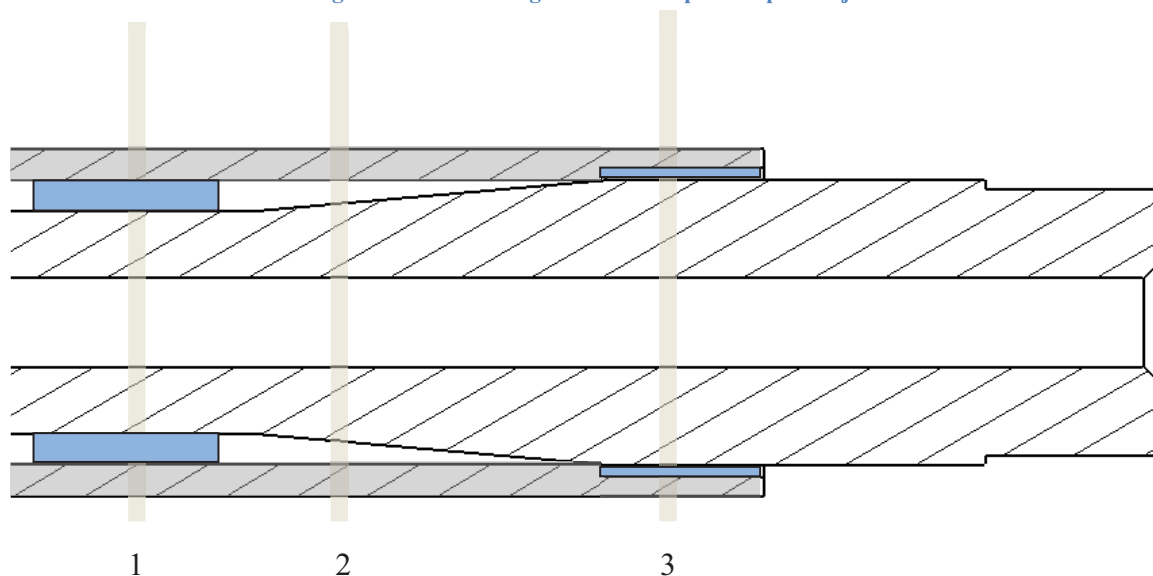


Fig. 6.9. Secciones a estudio del eje 2

Estas condiciones se pueden expresar:

$$d_{i1} > 25 + 3,5 * 2 = 32 \text{ mm}$$

$$d_{i3} > 32 + 2 * 2 = 36 \text{ mm}$$

Estos diámetros interiores determinan, a través del cálculo, los siguientes mínimos diámetros exteriores:

$$d_{a1} > 37 \text{ mm}$$

$$d_{a3} > 40 \text{ mm}$$

Con una diferencia de sólo 3 mm consideramos innecesariamente complejo realizar una progresión en la medida del diámetro exterior. Proponemos el siguiente diseño:

$$d_{i1} = 32 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = 40 \text{ mm}$$

$$d_{i3} = 36 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = 40 \text{ mm}$$

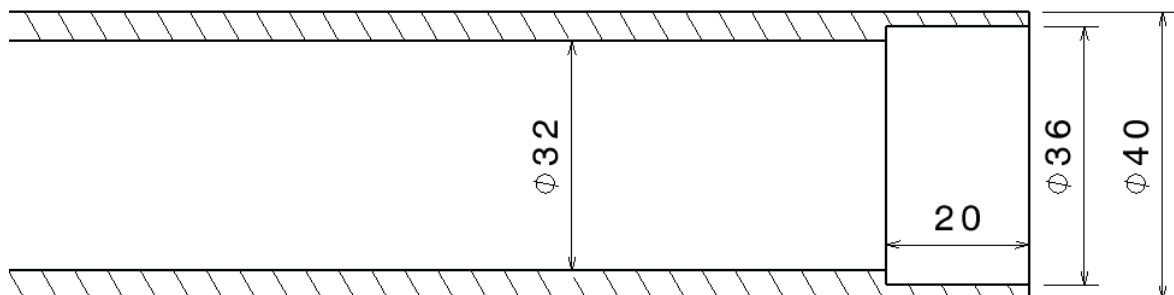


Fig. 6.10. Medidas del eje 2

Eje 3: eje de salida de la primera

Debido a la relación de transmisión de la primera velocidad este eje puede transmitir 1200 Nm. El momento flector que el eje debe soportar es la suma de los momentos flectores de las ruedas que sobre él trabajan, ya que lo hacen simultáneamente.

Länge (mm)	102		
	Position	F _{rad}	M _{nenn}
Diff	30	20266,25	429167,59
ZR 12	82	7213,77	115986,08

Tabla 11. Obtención de las fuerzas y momentos máximos sobre el eje 3

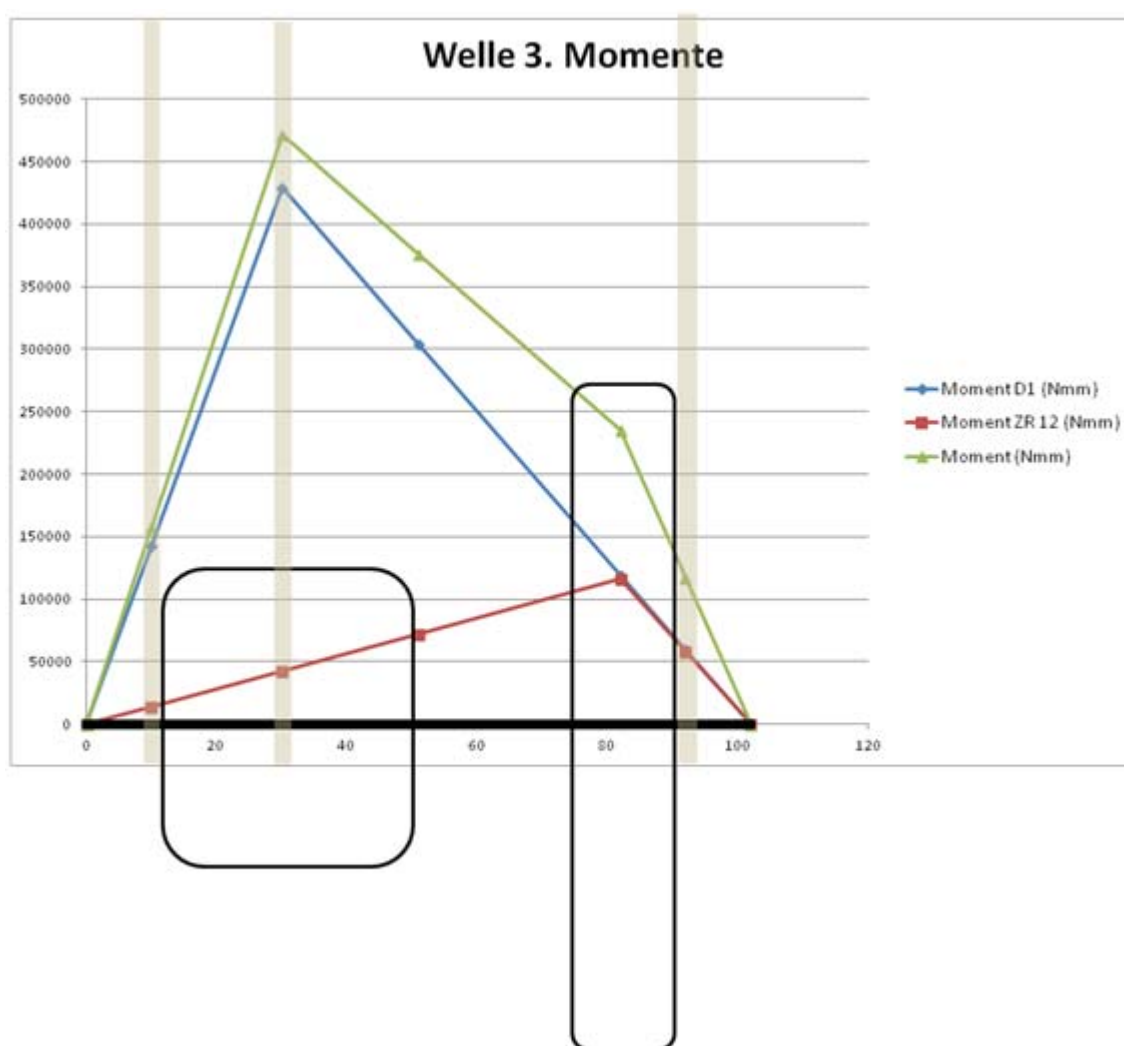


Fig. 6.11. Representación de los momentos flectores y las secciones críticas del eje 3

El eje es tan corto que vamos a definir un solo diámetro constante a parte de los dos diámetros de las secciones donde apoya con rodamiento (1 y 3). La sección que definirá la medida será la 2, que es en la que el flector es máximo.

Schnitt (sección)	Position (mm)	Moment D1 (Nmm)	Moment ZR 12 (Nmm)	Moment (Nmm)
	0	0	0	0
1	10	143055,86	14144,64	157200,51
2	30	429167,59	42433,93	471601,53
	51	303993,71	72137,69	376131,40
	82	119213,22	115986,08	235199,30
3	92	59606,61	57993,04	117599,65
	102	0	0	0

Tabla 12. Obtención del momento crítico en diferentes secciones del eje 3

Empezamos por la sección 2. Las medidas propuestas no cumplen y aumentamos el eje hasta que alcanza un diámetro exterior de 39 mm e interior de 22 mm ($d_a = 39$, $d_i = 22$). Así cumple.

Esto condiciona a que las secciones de apoyo sean de 35 mm. Con este diámetro exterior no aguanta la sollicitación para ningún diámetro interior posible. Por tanto la sección de apoyo debe ser de 40 mm. Igual que antes consideramos que 2 mm son suficientes para un buen asentamiento, y obtenemos:

$$d_{a2} = 40 + 2 = 42 \text{ mm}$$

$$\frac{d_{a2}}{d_{a1}} = 1,05 \rightarrow c_b = 0,1; c_t = 0,3$$

Con esto calculamos la sección 1, que cumple para las medidas: ($d_a = 40$, $d_i = 28$). La sección 2 con ($d_a = 42$, $d_i = 25$) cumple.

Así obtenemos el eje:

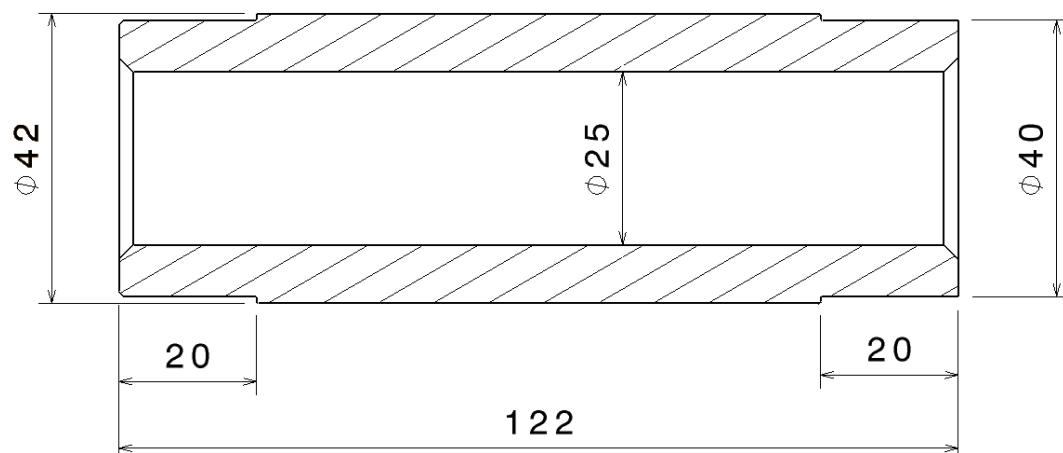


Fig. 6.12. Medidas del eje 3

Eje 4: eje de salida de segunda

Eje muy similar al eje 3. Dos ruedas trabajando al mismo tiempo y en este caso deben transmitir 600 Nm. El proceso es el mismo:

Länge (mm)	79		

Tabla 13. Obtención de las fuerzas y momentos máximos sobre el eje 4

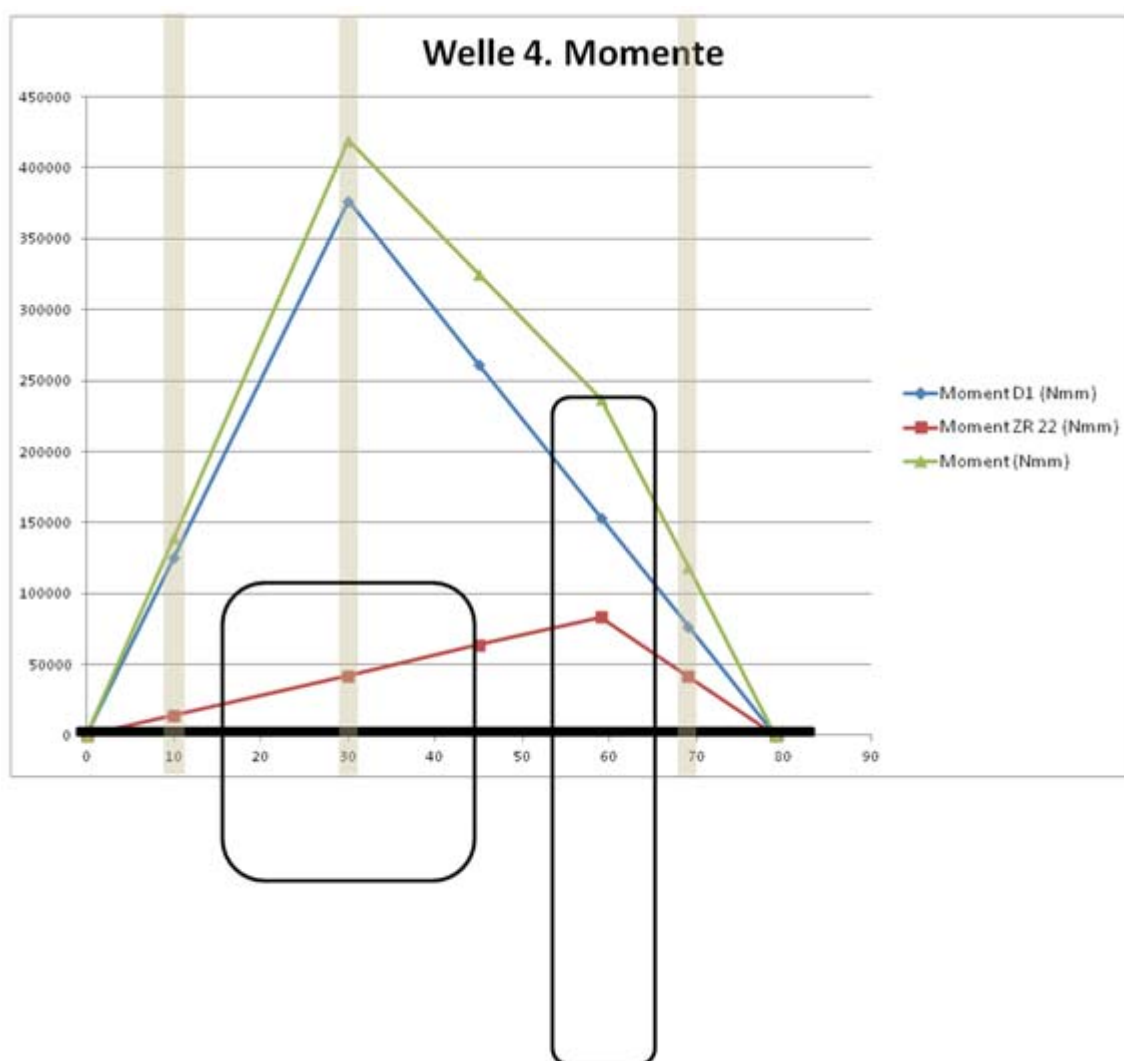


Fig. 6.13. Representación de los momentos flectores y las secciones críticas del eje 4

Schnitt (sección)	Position (mm)	Moment D1 (Nmm)	Moment ZR 12 (Nmm)	Moment (Nmm)
	0	0	0	0
1	10	125702,04	14144,65	139846,69
2	30	377106,12	42433,94	419540,06
	45	261665,47	63650,91	325316,38
	59	153920,87	83453,42	237374,28
3	69	76960,43	41726,71	118687,14
	79	0	0	0

Tabla 14. Obtención del momento crítico en diferentes secciones del eje 4

La propuesta es ($d_a = 27$, $d_i = 11$). Ya sabemos que no aguantará el análisis dinámico. Sí lo hace con ($d_a = 37$, $d_i = 25$).

Con una sección de apoyo igual a 35 mm:

$$d_{a1} = 35 \text{ mm}$$

$$\frac{d_{a2}}{d_{a1}} = \frac{37}{35} = 1,057 \rightarrow c_b = 0,1; c_t = 0,3$$

Las secciones 1 y 3 podrían tener hasta 28 mm de diámetro interior, pero esa medida no alcanza para que la parte central del eje resista. Un diámetro interior variable encarece los gastos de fabricación por una reducción de peso ínfima. Se concluye que es mejor dejar un diámetro interior constante. El eje queda:

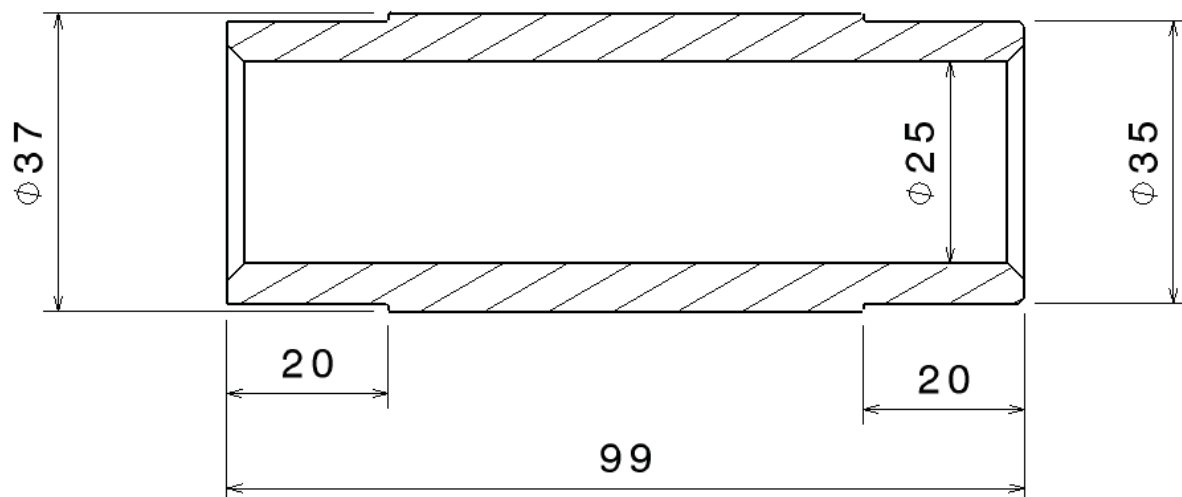


Fig. 6.14. Medidas del eje 4

6.4. Visión de conjunto

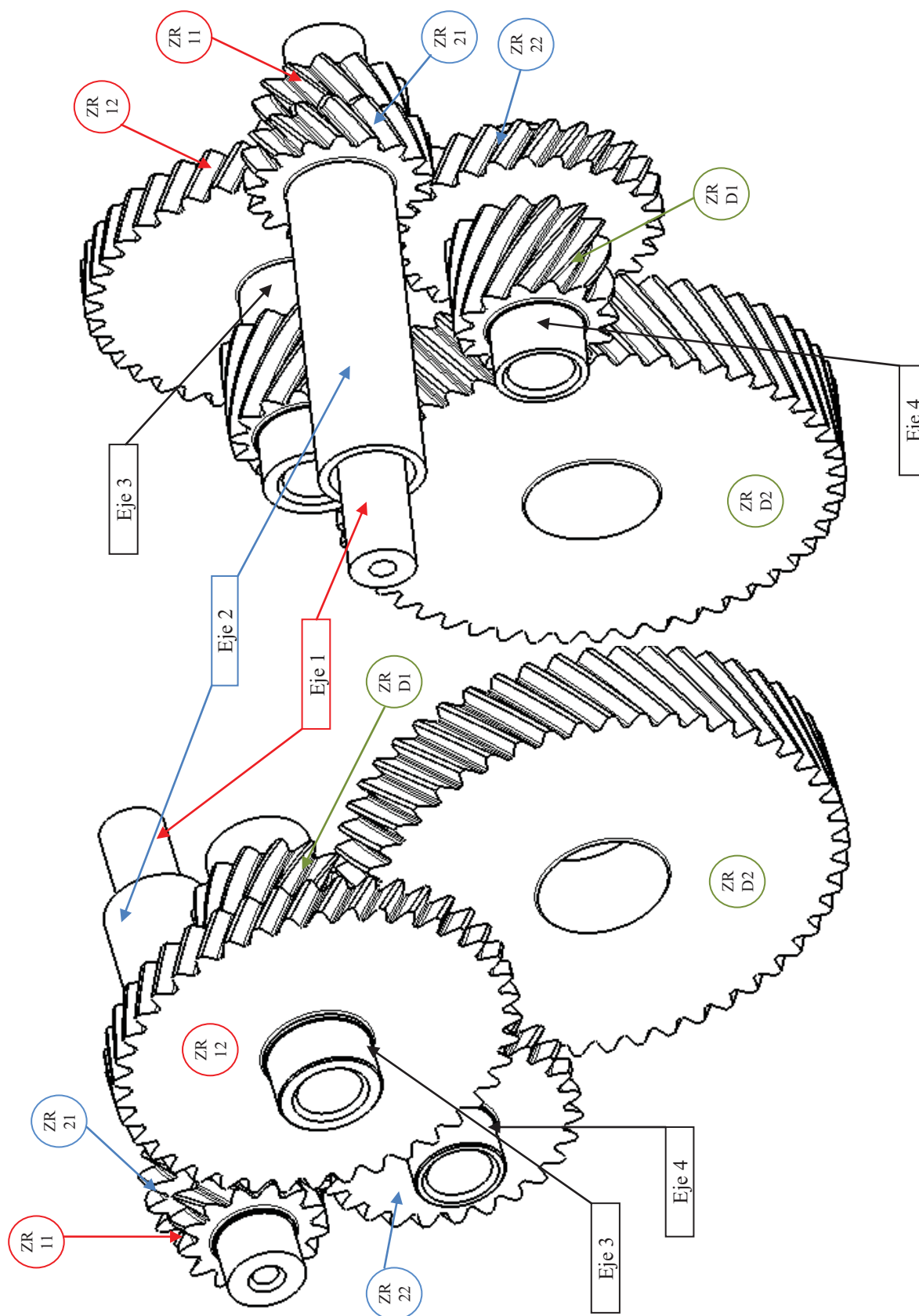


Fig. 6.15. Visión de conjunto de la DCT de dos marchas

7. Conclusiones

7.1. Conclusiones del proyecto

Primeramente se ha establecido un análisis de las cajas de cambios de doble embrague mediante un proceso de recopilación de información y documentación que permite formarse una idea muy clara del funcionamiento de este componente, de su historia y de su situación actual en el mercado.

En un plano más matemático se ha conseguido implementar un documento Excel que permite llevar a cabo el proceso de cálculo de ruedas dentadas y ejes definido en la norma DIN 3990, incorporando la corrección obtenida mediante un proceso experimental de comparación de la realidad con el cálculo teórico. Esto brinda la posibilidad de realizar un primer diseño de manera más rápida y más adecuada a la realidad

Por supuesto no estamos en posición de asegurar que la tendencia de desviación del método se pueda extrapolar a todos los diseños y, como ya se ha establecido en las conclusiones correspondientes en 4. *Valoración y adaptación del método de cálculo de ruedas dentadas*, no somos capaces con sólo un ejemplo real de explicar por qué se producen estas desviaciones de datos. Esto abre a su vez un campo que puede ser interesante de explorar. Se pueden proponer a partir de éste una serie de ensayos para determinar la razón de la desviación de este método.

De manera cuantitativa, asumiendo en este caso supuestos y aproximaciones, se ha mostrado cómo la adición de una caja de cambios puede mejorar el rendimiento durante el funcionamiento de un motor eléctrico. Como ya se ha mencionado, esa pequeña demostración no determina que su uso sea siempre rentable, puesto que ello depende de muchos otros factores y requeriría de estudios más en profundidad.

Por último se ha procedido a ejemplificar el método de cálculo mediante el diseño de una caja de cambios para vehículo eléctrico. Se ha aplicado el método desarrollado usando los datos de partida obtenidos en el ejemplo de aplicación de cajas de cambios a vehículos eléctricos. Estos diseños han sido modelados en el programa Catia V5. El proceso de modelado de las ruedas dentadas se ha parametrizado totalmente, mientras que los ejes se han modelado de manera individual.

7.2. Aporte del proyecto al autor

Desde el punto de vista de organización del proyecto ha sido un reto poder concretar unas tareas que satisficieran, por un lado los objetivos que planteaba la empresa, y por otro lado los objetivos que requiere el Proyecto Fin de Carrera en el CPS. Es por eso que este proyecto toca diversos temas y de maneras diferentes, como puede ser la elaboración de un documento que expone los sistemas de las DCT o la implementación del cálculo de ruedas dentadas y ejes. Esto se ha definido con una cierta libertad que me ha permitido experimentar la planificación y el peso de trabajo de diferentes tareas, algo que me será muy positivo en el futuro de cara a organizar, estructurar y planificar proyectos.

Un punto muy destacable ha sido el imprevisto surgido tras la implementación del método de cálculo de ruedas dentadas. Al constatar que el cálculo no era adecuado se optó, no por dar marcha atrás y buscar otras opciones, sino por continuar persiguiendo el objetivo fijado en primera instancia, que era el del diseño de la caja de cambios. La solución en forma de experimento de comparativa resulta ser una vía interesante que, además de, como se ha comentado, abrir nuevas e interesantes preguntas en el campo del diseño de engranajes, aporta unos valores que redirigen el proyecto de manera consistente hacia su objetivo.

En términos generales debo destacar que tanto en el proceso de documentación como durante la realización de las tareas propias del proyecto el aprendizaje ha sido continuo. Tanto de manera individual mediante la consulta de fuentes como por la colaboración de las diferentes personas que me han ayudado a llevar el proyecto a buen término.

Desde el primer día he tenido la oportunidad de trabajar en un ambiente totalmente nuevo para mí, como es una empresa extranjera de pequeño tamaño. Ha sido una experiencia muy positiva el hecho de poder convivir en una atmósfera tan diferente y que tantos retos supone, tanto laborales como idiomáticos y culturales.

En resumen, la realización de este proyecto me ha aportado una gran experiencia en un entorno laboral idóneo para el desarrollo profesional. Me ha ayudado a evolucionar y a adquirir la preparación para cumplir las exigencias que se requieren de un ingeniero en el mundo laboral.